

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO
ADOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OPTIMALIZACE SACÍHO POTRUBÍ ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

OPTIMIZATION OF INTAKE MANIFOLD FOR SI ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. JIŘÍ VÁVROVEC

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. DAVID SVÍDA

BRNO 2010

Bibliografická citace mé práce:

VÁVROVEC, J. *Optimalizace sacího potrubí zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 96 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.

Prohlášení

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem zpracoval samostatně pod odborným vedením vedoucího práce Ing. Davida Svídy a je zpracovaná na základě uvedené literatury a zdrojů.

V Brně dne.....

Podpis.....

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi pomohli při zpracování této diplomové práce. Jmenovitě pak Ing. Davidu Svídovi, za jeho odborné rady, připomínky a pomoc. Dále pak Ing. Janu Vančurovi za poskytnutí rad při CFD simulaci.

Anotace

Diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh sacího traktu pro čtyřdobý motor rallyecrossové divize 1A. Pro zvýšení plnicí účinnosti se zde využívá teorie rezonančního přeplňování, které je založeno na ladění délek sacího potrubí. Využívá se vlnového efektu. Jako pohonnou jednotku jsem si vybral čtyřválcový, vodou chlazený, atmosférický motor z vozu VW Polo 6N GTI. Návrh je vytvořen tak aby odpovídal regulím divize 1A.

Annotation

This thesis focus with construction design intake manifold of four stroke engine rallyecross division 1A. For improvement observant come into operating here derive benefit from theory tuned supercharging, which is based on tuning longitudes sucking conduit. Derive benefit woolen effect. Driving unit is here used four cylinders, water-cooled, atmospheric combustion engine from car VW Polo 6N GTI. Design is created so, to answer condition division 1A.

Klíčová slova

spalovací motor, rezonanční potrubí, sací kanál, sací trakt, sací ventil, sedlo ventilu, proudění, CFD

Keywords

combustion engine, resonance pipe, inlet port, inlet manifold, inlet valve, valve seat, flow, CFD

Obsah

1. Úvod	5
2. Základní údaje motoru	6
2.1. Sériový motor VW Polo 6N 1.6i AJV	6
2.2. Upravený motor	6
2.2.1. Parametry klikového mechanismu	7
2.2.2. Časování vačkového hřídele	8
2.2.3. Parametry ventilů	9
2.2.4. Parametry výfukové soustavy	10
2.2.5. Parametry sací soustavy	10
3. Předpisy pro divizi 1A	12
4. Současné provedení sacích traktů u motorů divize 1A, Super 1600 a Super 2000.....	13
5. Části sacího traktu	15
5.1. Sací ventil a sedlo ventilu	16
5.2. Tvar potrubí před ventilem v hlavě válce	16
5.3. Větve potrubí	17
5.4. Rezonátor	17
5.5. Škrticí prvek.....	18
5.6. Airbox	18
5.7. Vzduchový filtr.....	19
6. Rezonanční přepřňování motoru.....	20
6.1. Návrhový výpočet délek rezonančního potrubí	24
7. Program LOTUS Engine Simulation	26
7.1. Vlastnosti potrubí	26

7.1.1. Tvorba elementů	27
7.1.2. Ztrátové přechody.....	27
7.1.3. Volba materiálu	29
7.1.4. Typ chladícího média.....	29
7.2. Termodynamický model hoření	29
7.2. Vliv průběhu hoření.....	32
7.3. Vedení tepla válcovou stěnou.....	34
7.3.1. Vedení tepla konvencí.....	35
7.3. Použitá křivka vačky	36
7.3.1. Měření vačkových hřídelů	36
7.3.2 Zhodnocení výsledků a vytvoření zdvihových křivek	38
7.4. Ztrátové koeficienty v sedle ventilu	39
8. Vytváření modelu stávajícího motoru.....	40
9. Optimalizace hlavních rozměrů sacího potrubí.....	43
9.1. Optimalizace délky potrubí	44
9.2. Optimalizace průměru potrubí.....	45
9.3. Vliv délky sacího traktu na průběh krouticího momentu (možné varianty)	47
9.4. Vliv časování sacích ventilů na průběh výkonu	48
9.5. Zhodnocení výsledků optimalizace	49
10. Proudění v sacích kanálech	50
10.1. Základní veličiny pro popis proudění	50
10.2. Laminární proudění	50
10.3. Turbulentní proudění	51
10.4. Mezní vrstva	52
10.5. Fyzikální zákony proudění	53

10.5.1. Rovnice kontinuity.....	53
10.5.2. Eulerova rovnice hydrodynamiky.....	53
10.5.3. Bernoulliho rovnice	53
10.6. Plnění válce	53
10.6.1. Pohyb a víření směsi ve válci	54
10.6.2. Průtokový součinitel	55
11. Porovnání analytického výpočtu s 3D simulací proudění	57
11.1. Model proudění a okrajové podmínky	57
11.2. Analytický výpočet proudu.....	57
11.3. CFD simulace	60
11.3.1. Sítování modelu.....	60
Obr. 36 Sítí modelu porovnávací trubice	60
11.3.2. Okrajové podmínky a nastavení CFD Simulace	60
11.3.3. Výpočet a výsledky simulace	61
11.4. Zhodnocení porovnání	62
12. 3D simulace proudění sacím traktem	64
12.1. Tvorba 3D modelu proudění	64
12.2. Sítování modelu.....	65
12.3. Nastavení a spouštění CFD simulace	68
12.4. Zhodnocení výsledků CFD simulace	68
12.5. Zpětné proudění.....	69
13. Návrh optimalizace sacího traktu.....	72
13.1. CFD simulace optimalizovaného potrubí	73
13.2. Zhodnocení optimalizace	74
13.3. Porovnání průběhu rychlostí na sedle ventilu	75

14. Měření ztrátových koeficientů na aerodynamické trati.....	80
14.1. Příprava měření.....	80
14.2. Výsledky měření	81
14.3. Zhodnocení výsledků.....	82
15. Konečná optimalizace rozměrů sacího traktu.....	83
15.1. Porovnání původních ztrátových součinitelů a optimalizovaných.....	85
15.2. Porovnání různých délek potrubí	85
15.3. Porovnání různých průměrů kanálů	86
15.4. Porovnání různého časování sacích ventilů	87
16. Měření proudění vzduchu v motoru	88
16.1. Příprava motoru na zkoušku	88
15.6. Použitá měřicí technika	89
16.3. Zpracování a zhodnocení výsledků.....	90
17. Závěr.....	93

1. Úvod

Vynález pístového spalovacího motoru je starý více než 100 let a přesto je na něm pořád co zlepšovat a ladit. Základem dnešního vývoje již není cit konstruktéra, jak tomu bývalo ještě před několika málo lety, ale počítačová simulace daného modelu. Dnes už si jen stěží představíme, že bychom měli konstruovat automobil, motocykl nebo pohonnou jednotku bez simulačního programu.

Jedna z hlavních výhod simulace je hlavně analyzovat vliv jednotlivých úprav částí motoru na jeho výkon a spolupráci mezi jednotlivými částmi motoru a díky tomu můžeme zkracovat dobu potřebnou na vývoj a optimalizaci motoru. Bohužel ani sebelepší počítačová simulace nemůže nahradit experimentálně získaná data, tyto data slouží jako vstupní data tak i k ověřování správnosti modelu.

Pro prvotní návrh motoru a jeho hlavních částí se využívá zjednodušený 1D model motoru, který je poměrně jednoduchý a rychlý, ale má svá omezení. Pro optimalizaci hlavních rozměrů potrubí je však dostačující. V oblasti optimalizování tvarů a přechodů potrubí se využívá moderních simulačních programů. Výpočtová dynamika tekutin (CFD - Computation Fluid Dynamics) nám umožňuje provést simulace proudění a zkoumat proudění náplně ve 3D modelu reálného potrubí.

2. Základní údaje motoru

Pro ladění v programu Lotus Engine Simulation nebyl použit sériový motor, ale již částečně upravený. Touto úpravou jsem se zabýval před dvěma léty, kdy jsem neměl ani tušení, že nějaké simulační programy existují. Přesto bych tu rád uvedl základní parametry sériového motoru, abychom měli možnost porovnání, jak vývoj probíhal a jakého se dosáhlo zlepšení.

2.1. Sériový motor VW Polo 6N 1.6i AJV

Výkon motoru	88kW/6200min ⁻¹
Točivý moment	148Nm/3400min ⁻¹
Motor	Čtyřdobý, kap. chlazený čtyřválec
Rozvod ventilů	DOHC
Zdvihový objem V_{zd}	1598 cm ³
Kompresní poměr	10,6

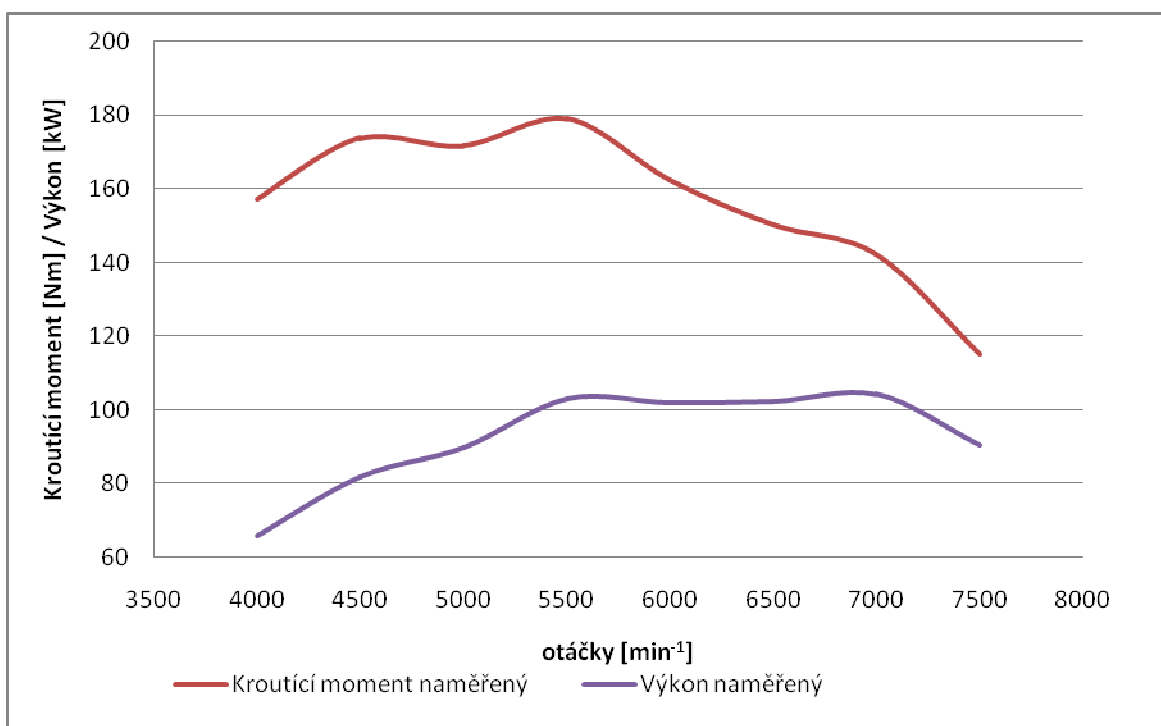
Tab. 1 Parametry sériového motoru

Hlavní úpravy, jež jsem použil, spočívaly ve zvětšení kompresního poměru pomocí jiných pístů, změnou časování pomocí přebroušení vačkových hřídelů, změnou sériového sání nahrazením čtyřklapkovým, přebroušením sacích i výfukových kanálů na větší průměry. Motor byl poté odladěn na motorové brzdě.

2.2. Upravený motor

Výkon motoru	104kW/7000min ⁻¹
Točivý moment	179Nm/5500min ⁻¹
Motor	Čtyřdobý, kap. chlazený čtyřválec
Rozvod ventilů	DOHC
Zdvihový objem V_{zd}	1598 cm ³
Kompresní poměr	12,5

Tab. 2 Parametry upraveného motoru



Graf 1 Výkonová křivka upraveného motoru změřená na výkonové brzdě

2.2.1. Parametry klikového mechanismu

Vrtání	76,5 mm
Zdvih	86,9 mm
Délka ojnice	144 mm

Tab. 3 Parametry klikového mechanismu

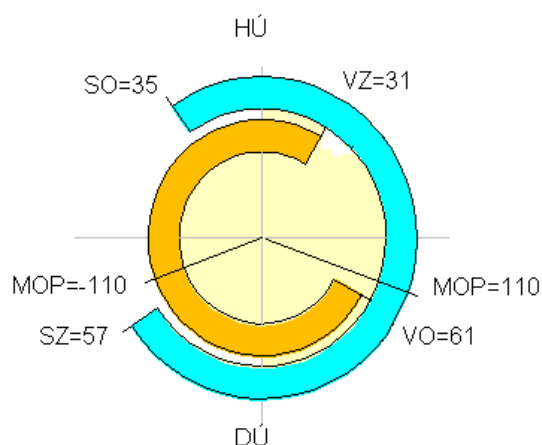


Obr. 1 Klikový mechanismus

2.2.2. Časování vačkového hřídele

Časování sacích ventilů	
Sání otvírá SO	35° před HÚ
Sání zavírá SZ	57° za DÚ
Úhel otevření ventilů	272°
Zdvih sacích ventilů	10,47 mm
Časování výfukových ventilů	
Výfuk otvírá VO	61° před DÚ
Výfuk zavírá VZ	31° za HÚ
Úhel otevření ventilů	272°
Zdvih výfukových ventilů	10,53 mm

Tab. 4 Časování vačkového hřídele



Obr. 2 Diagram načasování



Obr. 3 Sací a výfukový vačkový hřídel

2.2.3. Parametry ventilů

Počet ventilů na válec	4
Počet sacích ventilů	2
Počet výfukových ventilů	2
Průměr sacích ventilů	29,5 mm
Průměr výfukových ventilů	26 mm
Průměr dříku	6 mm (u sacích v kanále zúžen na 5 mm)

Tab. 5 Parametry ventilů



Obr. 4 Sací a výfukový ventil

2.2.4. Parametry výfukové soustavy

Typ výfukové soustavy		4-1
Průměry a délky jednotlivých částí výfukové soustavy		
Část	Průměr	Délka
/4/	36 mm	380, 360, 370 a 520 mm
/1/	56 mm	3410 mm

Tab. 6 Parametry výfukové soustavy

2.2.5. Parametry sací soustavy

Naměřená celková délka od hrdla po ventilové sedlo byla 445 mm. Na bezztrátovém vstupu je plastové hrdlo z materiálu ABS, které se na 20 mm zužuje z průměru 52 mm na průměr 49 mm, kde je vstup do tělesa klapky. Klapková tělesa mají délku 95 mm a zužují se z průměru 49 mm na průměr 42 mm, klapky jsou použity z motocyklu Honda CBR 1000 F Fireblade. Pak již je vlastní sací potrubí, které se ještě zužuje na délce 40 mm z průměru 42 mm na průměr 36 mm, celková délka tohoto potrubí je 230 mm. Toto ocelové potrubí ještě před vstupem do hlavy mění svůj průřez z kruhového na oválný. V hlavě je již jen oválný průřez, který se po 60 mm rozděljuje na dva samostatné kanály o průměru 26,4 mm, tyto kanály mají délku 40 mm. Vstřikovače jsou umístěny u vstupu do hlavy válců. Celé potrubí je pak vyfoceno na obrázcích (Obr. 5, Obr. 6).



Obr. 5 Sací potrubí (pohled z boku)



Obr. 6 Sací potrubí (pohled shora)

3. Předpisy pro divizi 1A

Motor

Pro divizi 1A je zdvihový objem motoru omezen na 1600 cm³. Motor je libovolný, ale blok motoru musí pocházet z modelu vozu stejné značky jako původní karoserie. Motor musí být umístěn v původním motorovém prostoru.

Variabilní rozvody nejsou povoleny.

Sací trubky s variabilní délkou jsou zakázány.

Titan je povolen pouze pro ojnice, ventily, zařízení pro zadržování ventilu a tepelné štíty.

Použití magnézia není povoleno na pohyblivých částech.

Použití jakéhokoli keramického prvku je zakázáno.

Rozprašování, vnější a/nebo vnitřní vstřikování vody nebo jakékoli jiné látky je zakázáno (s výjimkou paliva pro normální spalování v motoru).

Použití karbonu nebo kompozitních materiálů je omezeno na spojku a ochrany nestrukturních potrubí.

Mezi pedálem akceleračního zařízení a zařízením pro kontrolu zatížení motoru je povoleno pouze jediné mechanické spojení.

4. Současné provedení sacích traktů u motorů divize 1A, Super 1600 a Super 2000

U motorů divize 1A nyní téměř všichni používají provedení takové, že každý válec má svou vlastní klapku a všechny potrubí vedou ze společné komory (tzv. Airbox), který je opatřen čističem vzduchu viz (Obr. 7).



Obr. 7 Sání se samostatnými klapkami divize 1A [11]

Motory S1600 a S2000 jsem zde zařadil, protože většina vozů divize 1A právě vychází z vozů S1600. Sací trakty vozů S2000 jsou sice pro dvoulitrové motory, avšak si myslím, že jsou zase trochu modernější a uplatňují se zde nejnovější trendy. Zde je také airbox opatřen filtrem vzduchu, z něhož pak vede potrubí přes škrticí klapku do společné komory (tzv. rezonátoru). Z rezonátoru pak vedou jednotlivé větve potrubí (Obr. 9).



Obr. 8 Sání s jednou klapkou třída S2000 (Fiesta S2000) [10]



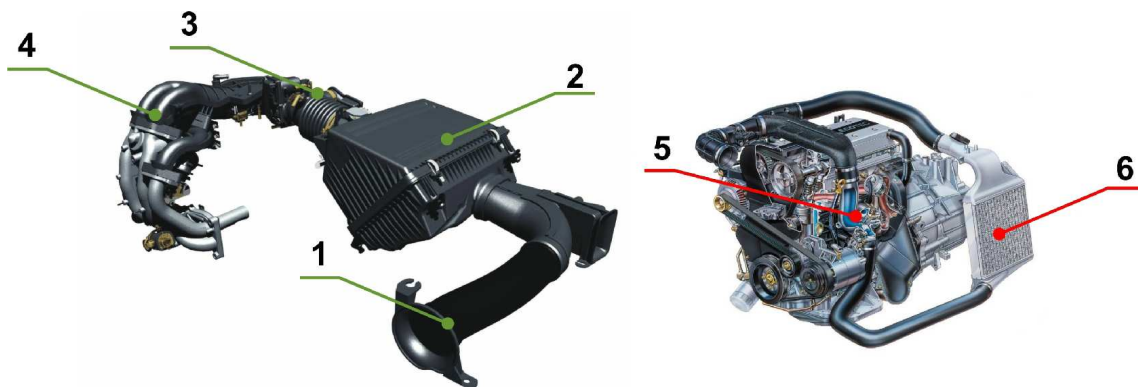
Obr. 9 Sání s jednou klapkou třída S2000 (Fabia S2000) [10]

5. Části sacího traktu

Sací trakt patří neodmyslitelně ke spalovacímu motoru. Na sací trakt je v sériovém použití kladeno mnoho různých požadavků, tyto mnohdy protikladné požadavky se snažíme již při konstrukčním návrhu splnit. Požadavky se mohou lišit vzhledem k taktosti nebo plnění (atmosférické nebo přeplňované).

Mezi tyto požadavky patří zejména filtrace nasávaného vzduchu, utlumení hluku, uklidnění proudícího vzduchu, rovnoměrné rozdělení směsi do válců, dokonalá příprava směsi, předehtívání a regulace teploty nasávaného vzduchu a nyní i recirkulace spalin. Konstrukce je většinou provedena tak, aby co nejvíce splňovala tyto požadavky. Celý trakt musí být co nejvhodněji umístěn do motorového prostoru. Sání čerstvého vzduchu je umísťováno do přední stěny vedle chladiče. Bývá také využíváno aerodynamické vlastnosti vozidla pro umísťování otvorů. Tyto otvory jsou pak vhodně umísťovány podle tlaku vzduch na karoserii.

Provedení sacích traktů můžeme rozdělit s ohledem na plnění na atmosférické a přeplňované. Hlavními částmi sacího traktu jsou ve směru proti proudění: sací ventil, sedlo ventilu, sací kanál, sací potrubí, rezonátor, škrťací ústrojí, komora s čističem (Airbox) a vstupní hrdlo. U přeplňovaných motorů je to pak ještě dmýchadlo a chladič stlačeného vzduchu. Sací trakt pak bývá ještě doplněn o různá čidla, která snímají data pro řídicí jednotku. K sacímu traktu pak bývají připojeny další přídatné prvky jako systém recirkulace spalin nebo nádoba s aktivním uhlím.



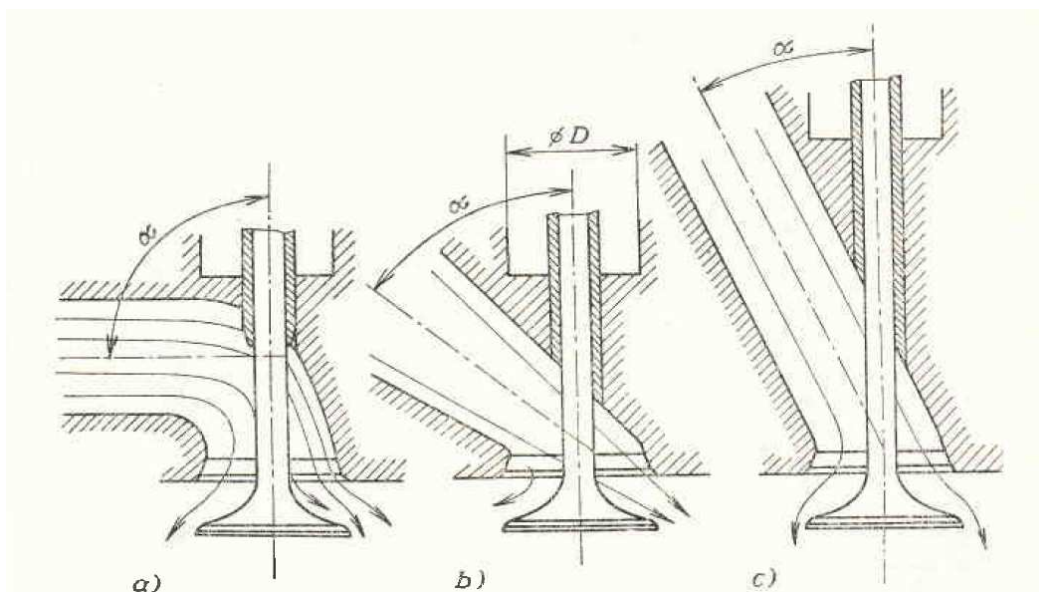
Obr. 10 Hlavní části sacího traktu čtyřdobého motoru 1- sací hrdlo; 2- komora s čističem vzduchu; 3- škrťací klapka; 4- sací potrubí; 5- turbodmychadlo; 6- intercooler

5.1. Sací ventil a sedlo ventilu

Sací ventil má za úkol těsnit spalovací prostor a je nejvýznamnějším škrticím orgánem v celém sacím traktu (pokud máme plně otevřenou škrticí klapku). Škrcení, tedy koeficient proudění nejvíce ovlivňuje tvar, průměr a zdvih ventilu. V současnosti bývá ekvivalentní průměr sacích ventilů (průřezová plocha sacích ventilů) $0,4-0,6 D$, kde D je průměr válce. Pro dosažení malé hmotnosti má být ventil krátký, ale musí být zajištěn dobrý tvar kanálu a dobré chlazení vedení ventilu. Větší průměr dřívku ventilu snižuje opotřebení stopky a přestup tepla, avšak zvyšuje hmotnost ventilu a zmenšuje průřez v sacím kanále. Úhel sedla ventilu 45° zajišťuje dobrou těsnost a má samočisticí schopnost. Ve výjimečných případech se u sacích ventilů používá úhlu 30° pro zlepšení proudění vzduchu v sedle ventilu. Šířka sedla bývá asi 1 mm. Nyní se u závodních motorů sedla vyrábějí jako rádius, aby se odstranily veškeré ostré hrany, které způsobují odtržení proudu a zmenšení hmotnostního toku.

5.2. Tvar potrubí před ventilem v hlavě válce

Před ventilem je koleno, které může také značně ovlivnit plnicí účinnost motoru. Musí-li vzduch v tomto koleně značně měnit směr proudění, nahustí se na vnější stranu ohybu a více zatíží prostupný průřez v sedle ventilu ve směru proudění, zatímco přikloněná strana není plně využita (viz. *Obr. 11 a*). Někdy svírá vstupní kanál s osou ventilu 90° i více. Takovýto prudký ohyb nejen že způsobuje intenzivní narážení a tím i vyšší povrchové tření, ale zvyšuje se i přestup tepla od teplé hlavy motoru do nasávaného plynu. Tím roste teplota náplně a snižuje se hmotnostní náplň válce a výkon. Proto má být sací potrubí přímé pokud možno bez ohybů (*Obr. 12*), zejména v hlavě. U závodních motorů je požadováno, aby sací kanál s osou ventilu svíral co nejmenší úhel. Toto není však snadno realizovatelné, ventilová pružina mívá poměrně velký průměr a proto nezbyvá než prodloužit stopku ventilu, což vede k zvýšení hmotnosti ventilu. Tímto se zvedne i výška hlavy a tím i výška celého motoru.



Obr. 11 Různé tvary potrubí před sedlem ventilu [1]

5.3. Větve potrubí

Tyto větve nám pouze ladí délku celého potrubí. Většinou bývají kruhového průřezu, kruhový průřez má nejlepší poměr obvodu k ploše, to nám zaručuje malé hydraulické ztráty. Větve se většinou směrem k ventilu zužují, čímž se dosáhne urychlení proudu vzduchu. Vstup do hlavy válců bývá u dvou a více sacích ventilů oválný, protože se poté proud vzduchu musí rozdělit mezi jednotlivé ventily, které mají opět kruhový průřez. Materiál potrubí bývají většinou hliníkové slitiny nebo plasty u sériových vozů, v závodním provedení se prosazují uhlíkové kompozity, které mají malou hustotu a vysokou pevnost.

5.4. Rezonátor

Rezonátor bývá většinou nádoba poměrně velkého objemu, do níž vedou jednotlivé větve potrubí. Má za úkol odrážet vlny vyvolané nestacionárním prouděním při nasávání motoru. Většinou bývá ze stejného materiálu jako větve potrubí a bývá udělán z jednoho kusu. V závodním použití se využívá rezonátoru k rovnoměrnému rozdělení vzduchu pro všechny válce, bývá otevřen a opatřen vzduchovým filtrem, tomuto uspořádání se říká airbox. Škrticí prvek bývá mezi rezonátorem a potrubím a musí být pro každý válec zvlášť, tak jako u našeho motoru. Na sériovém sacím traktu bývá rezonátor uzavřen a škrticí element je před rezonátorem.

5.5. Škrticí prvek

Dnes se většinou využívá klapce jako škrticího prvku. Nevýhodou škrticích klapce je to, že i při plně otevřené škrticí klapce není plný průřez potrubí, proto dochází k určitým hydraulickým ztrátám. V minulosti se proto, kvůli tomuto problému přecházelo na plochá nebo rotační šoupátka. Jejich nevýhoda je v tom, že se obtížně naladují, aby šly všechny válce stejně, pokud máme na každý válec vlastní škrticí element. Přesto se dnes občas u závodních motorů objeví (*Obr. 12*). Škrticí klapka bývá ovládána mechanicky (lanko, táhlo) nebo elektronicky („Drive by Wire“), kdy klapku ovládá v klapkovém tělese umístěný elektromotor. Poloha klapky je pak řízena potenciometrem na plynovém pedálu a řídicí jednotkou. Dnes v době plně variabilních ventilových rozvodů je i možnost regulovat výkon pouze zdvihem ventilů.



Obr. 12 Sací trakt motoru Formule 1 [7]

5.6. Airbox

U sériových motorů tak bývá nazývána nádoba se vzduchovým filtrem, z níž pak vede potrubí velkého průměru ke škrticí klapce a rezonátoru. Někdy to tak bývá i u závodních motorů viz S1600 a S2000 (*Obr. 9*). U těchto vozů je to z důvodu toho, že je povolena jen jedna škrticí klapka.

Airbox bývá umístěn v přední části vozidla, kde je nasáván chladný vzduch a tím se zvyšuje hmotnostní naplnění válce. Hlavní funkcí airboxu v závodním použití (spojen s rezonátorem v jeden celek) je to, že při průjezdu zatáčku musíme na vjezdu z fyzikálních hledisek snížit rychlost – uzavřít škrticí prvek. Tímto dojde v airboxu ke vzniku přetlaku, airbox je náporově přeplňován. Velikost přetlaku je závislá na povětrnostních podmínkách a rychlosti vozidla. Tento přetlak je pak využit po průjezdu zatáčkou pro naplnění válců,

kdy je opět škrticí klapka otevřena. Tímto se dosáhne, že je motor pružnější, bez známek prodlevy.

5.7. Vzduchový filtr

Hlavní funkcí vzduchového filtru je zachycování prachových nečistot obsažených ve vzduchu, aby nevstupovaly do válce motoru a nesnižovaly životnost motoru. Další funkcí vzduchového filtru je též tlumení hluku při sání. V sériovém provozu se používají většinou papírové nebo molitanové filtry.

V závodním použití se většinou užívá molitanového nebo bavlněného filtru napuštěného silikonovým olejem. Základní vlastností filtru jsou účinnost zachycení prachových částic a tlakový spád. Použití filtru závisí na prašnosti, ve které daný motor pracuje, např. u okruhového závodění v malé prašnosti se vzduchový filtr nepoužívá. Je to z důvodu snížení hydraulických ztrát.

V současné době se používají sportovní bavlněné filtry i v běžném provozu. Jejich výhodou je zejména lepší prodyšnost a mírné zvýšení výkonu. Nevýhodou těchto filtrů může být mírné zvýšení hluku. Dnes se již bavlněné filtry dají použít přímo jako náhrada za běžné papírové filtry do původní komory filtru. Mezi přední výrobce sportovních filtrů lze zařadit firmy K&N a Greenfilter.






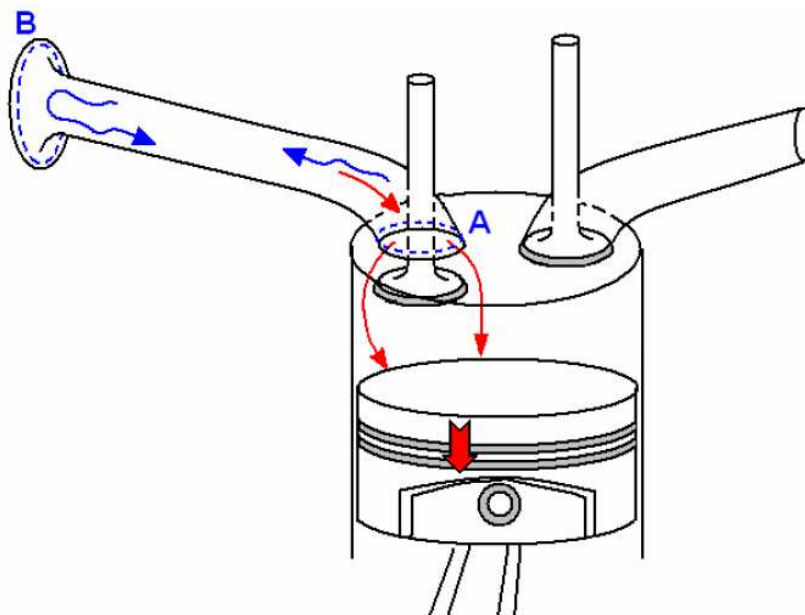
Obr. 13 Různé velikosti filtrů (firma K&N)

6. Rezonanční přepřňování motoru

Problematika rezonančního přepřňování motoru spočívá v ladění délek rezonančních potrubí, tak aby budící frekvence od sacích cyklů motoru se při rezonanci rovnala vlastní frekvenci vzduchového sloupce v sacím potrubí.

Teorie rezonančního přepřňování bude vysvětlena na modelu sacího potrubí jednoválcového nepřepřňovaného čtyřtákního motoru. Budeme předpokládat nestacionární proudění.

-  směr nasávání směsi do válce
-  směr šířící se přetlakové vlny, po odrazu podtlakové vlny
-  směr pohybu pístu.



Obr. 14 Náčrt proudění primární a sekundární vlny v motoru [2]

Jakmile se píst začne při sacím zdvihu pohybovat dolů, začne se nad pístem a v okolí sacích ventilů (bod A) tvořit podtlak. Charakter změny velikosti podtlaku je závislý na otáčkách a provedení klikového mechanismu. Ovšem se vzrůstajícími otáčkami je tato změna patrnější. To má za následek vznik podtlakové vlny, jež se nazývá primární vlnou. Tato vlna se šíří rychlostí zvuku v daném mediu a směřuje k volnému konci rezonanční trubice (modrá šipka) a současně rozhýbává sloupec vzduchu proudícího směrem do válce

(červená šipka). Rychlost šíření zvuku ve vzduchu (rychlost šíření primární vlny), při zanedbání všech ztrát lze vyjádřit pomocí vztahu (1). Primární vlna, šířící se sacím kanálem, se blíží k volnému konci rezonančního potrubí bod B. Zde naráží na rozdílný tlak rovný atmosférickému (bez použití airboxu). Důvod používání airboxu byl vysvětlen dříve. V tuto chvíli se podtlaková vlna (primární) mění na přetlakovou (sekundární), jež má stejnou hodnotu amplitudy jako podtlaková vlna. Pokud ovšem podtlaková vlna naráží na uzavřený konec potrubí, vrací se poté jako vlna podtlaková. V našem případě je ovšem konec otevřený a tudíž se mění na vlnu přetlakovou. Tuto vlnu později využijeme k přeplnění válce. Odražená přetlaková vlna (červená šipka) se tedy vrací zpět, rychlostí zvuku k místu, kde byla vybuzena, tedy ventilovému sedlu sacího ventilu a pokračuje až do válce. Nejlepšího využití sekundární vlny se využije, pokud dorazí před uzavření ventilu, kladná půlvlna.

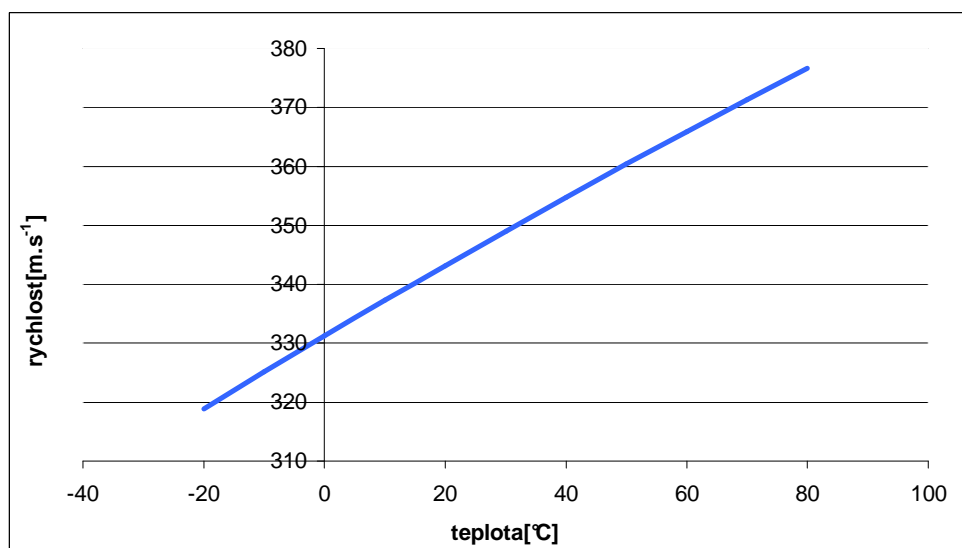
$$a = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T} \quad , \quad (1)$$

kde κ – je Poissonova konstanta

r - je plynová konstanta vzduchu

T – je teplota vzduchu.

Ze vzorce pro rychlost šíření (1) je zřejmé, že rychlost je závislá na teplotě a tato rychlost se mění, což je zřejmé z grafu níže.



Graf 2 Závislost rychlosti zvuku na teplotě

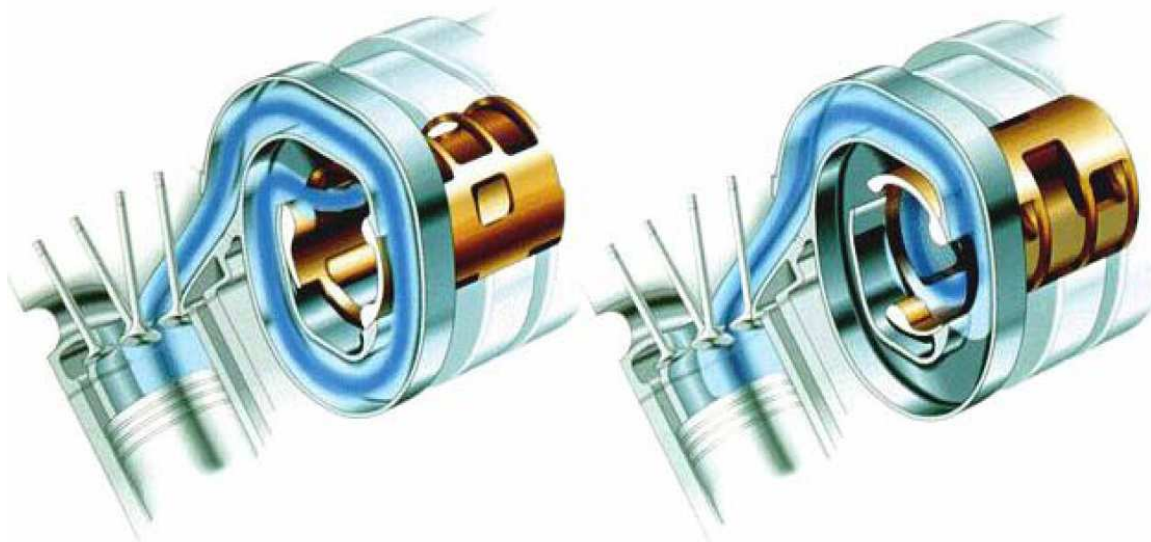
Z daného grafu vyplývá, že teplota má značný vliv na rychlost šíření vln v potrubí a může způsobit rozladění celého systému rezonančního přeplňování. Proto se používá

vyměnitelných nástavců (hrdel) jimiž lze, podle povětrnostních podmínek naladit celý sací trakt.

Tímto zajistíme, že v oblasti ventilového sedla bude vyšší tlak, než v samotném válci. Tímto se dosáhne, aby vzduch (směs) proudil do válce motoru a částečně ho přeplnil. Kdyby, jsme ovšem sací ventil uzavřeli později nebo přetlaková půlperioda dorazila k ventilovému sedlu dříve, došlo by k tomu, že ve válci by se nacházel tlak vyšší než v okolí sedla a směs by měla možnost proudit zpět do sání. Tímto by kleslo plnění válce.

Proto je jasné, že rezonanční přeplňování funguje jen v jednom otáčkovém režimu. Pokud bychom chtěli plnění zlepšit i v jiných otáčkách bylo by nutné měnit délku sacího potrubí. Toho se v praxi také využívá. Používá se vícero provedení kterými lze měnit délku sacího potrubí.

Nejčastěji se však využívá dvoustupňová regulace (Obr. 15). Z názvu již plyne, že toto provedení využívá dvou rezonančních délek. Delší rezonanční potrubí zvyšuje točivý moment v nízkých otáčkách a naopak kratší potrubí je vhodnější pro vyšší točivý moment motoru při vyšších otáčkách. Změna těchto délek je pak uskutečněna na základě otočně uloženého labyrintu, který je umístěn uvnitř sacího boxu.



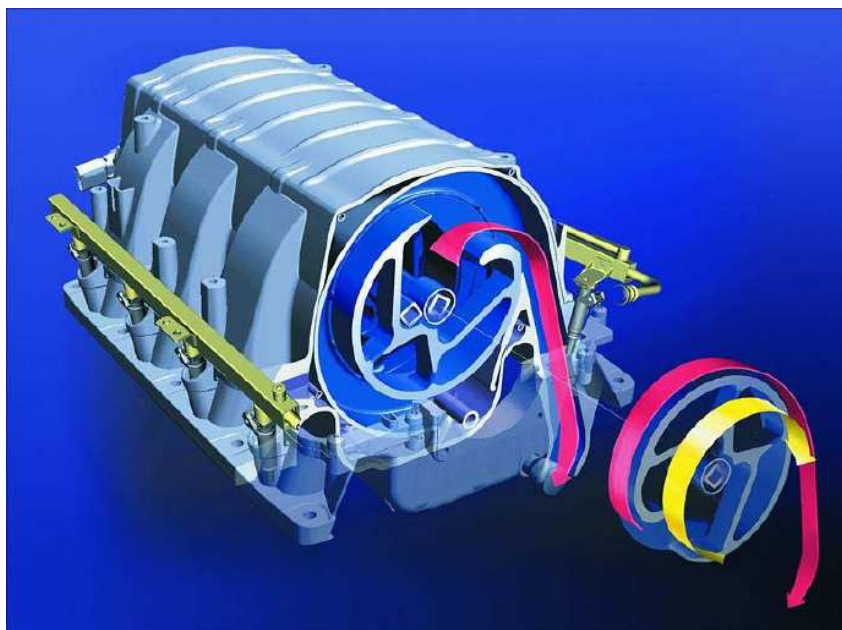
Obr. 15 Dvoustupňové variabilní sací potrubí pomocí otočného labyrintu

U motocyklů se z prostorových důvodů využívá jen dvoustupňová regulace (Obr. 16), kde se jen prodlouží délka v nízkých otáčkách. Ve vysokých otáčkách dochází k oddálení trubice a délka rezonančního potrubí se zkrátí.



Obr. 16 Dvoustupňové variabilní sací potrubí pomocí přisunutí trubice

V současnosti se již užívá varianta plně variabilního rezonančního sání (Obr. 17). Uvnitř rezonátoru je opět uložen otočný labyrint, který je dle daných otáček vždy nastavován, aby rezonanční délka vždy vyhovovala pro maximální plnicí účinnost.



Obr. 17 Plně variabilní sací potrubí

6.1. Návrhový výpočet délek rezonančního potrubí

Pro návrhový výpočet bylo nejprve nutno stanovit střední teplotu v sacím potrubí. Ta se v našem případě pohybuje okolo 298K. Tato teplota hraje nejvýznamnější roli při výpočtu střední rychlosti zvuku v sacím potrubí. Pro výpočet střední rychlosti zvuku využijeme opět vzorec (1).

$$a_s = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_s}, \quad (1)$$

kde κ – je Poissonova konstanta $\kappa = 1,4$

r - je plynová konstanta vzduchu $r = 289 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

T_s – je střední teplota vzduchu $T_s = 298 \text{ K}$.

Po dosazení nám vyjde

$$a = \sqrt{1,4 \cdot 289 \cdot 298}$$

$$a = 347,233 \text{ m.s}^{-1}.$$

Výpočet rezonanční délky potrubí (2).

$$l_{rez} = \frac{a_s}{8n}, \quad (2)$$

kde n – jmenovité otáčky [s^{-1}]

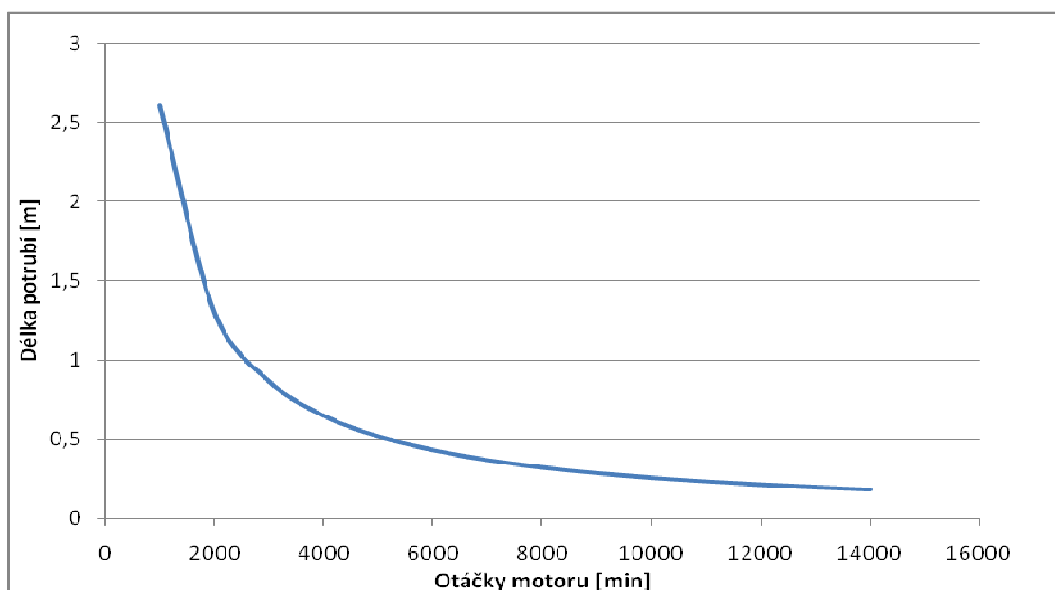
a_s – střední rychlost zvuku.

Vypočtené hodnoty délek potrubí v závislosti na otáčky vidíme v tabulce (Tab. 7).

Otáčky motoru [min^{-1}]	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000	13000
Délka potrubí [m]	2,573	1,286	0,858	0,643	0,515	0,429	0,368	0,322	0,286	0,257	0,234	0,214	0,198

Tab. 7 Závislost rezonanční délky na otáčkách

V nadcházejícím grafu (Graf 3) je vyznačena závislost rezonanční délky na otáčkách motoru. Z grafu je patrné, že závislost není lineární, ale exponenciální.



Graf 3 Závislost rezonanční délky na otáčkách

Z výpočtu a grafu plyne, že se délka potrubí s rostoucími otáčkami znatelně zkracuje. Také lze říci pravidlo, které se v praxi i výpočtech používá. Že čím budeme požadovat přijatelnější točivý moment, tím delší potrubí budeme navrhovat. Tento návrh se nazývá „Výpočet na maximální točivý moment“. V praxi se však rezonanční délky pro malé otáčky nenavrhují. Sací potrubí by pak bylo příliš dlouhé a z prostorového hlediska obtížně navrhovalo.

Dále existuje varianta „Výpočet na maximální výkon“, kde délka potrubí odpovídá délce rezonančního potrubí při otáčkách až na samotné hranici otáčkového spektra. Těmto otáčkám však bude náležet mnohem kratší délka, než tomu bylo při výpočtu na M_{tmax} . Jestliže budeme požadovat přijatelnější točivý moment v širším rozsahu otáček, musíme délku potrubí měnit. Tato koncepce se nazývá „Variabilní sací potrubí“ a některé konstrukční řešení jsou popsána výše.

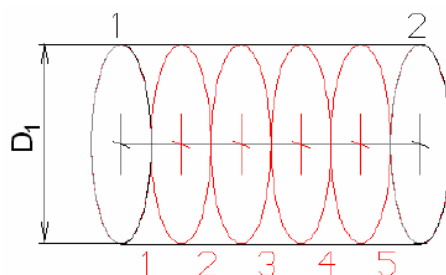
U našeho motoru však nejsou v předpisech variabilní sací trubky povoleny, tak budeme muset zvolit kompromis mezi maximálním výkonem a přijatelným průběhem krouticího momentu. Dobrý průběh momentu je v rallyecrossu velmi důležitý, protože se jezdí i na nepevněných vozovkách a je nutné, aby motor „jel“ i při nižších otáčkách (min od 5000 min^{-1}), aby bylo možno plynule dávkovat výkon přenášený na kola a nedocházelo k prokluzu kol.

7. Program LOTUS Engine Simulation

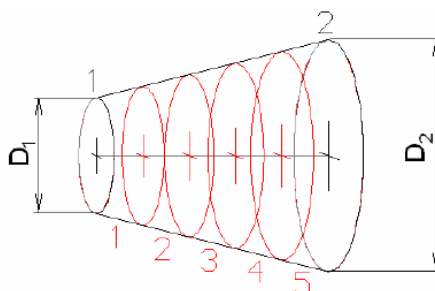
Program LOTUS Engine Simulation kombinuje bezrozměrný model válce, hoření, přestupu tepla a 2D model proudění jednotlivými prvky.

7.1. Vlastnosti potrubí

Program LOTUS Engine Simulation umožňuje definovat každou trubici svým počátečním a koncovým průměrem a její délkou. Oba průměry se mohou lišit, a tak mohou vznikat trubice rozmanitých tvarů, viz (Obr. 19).

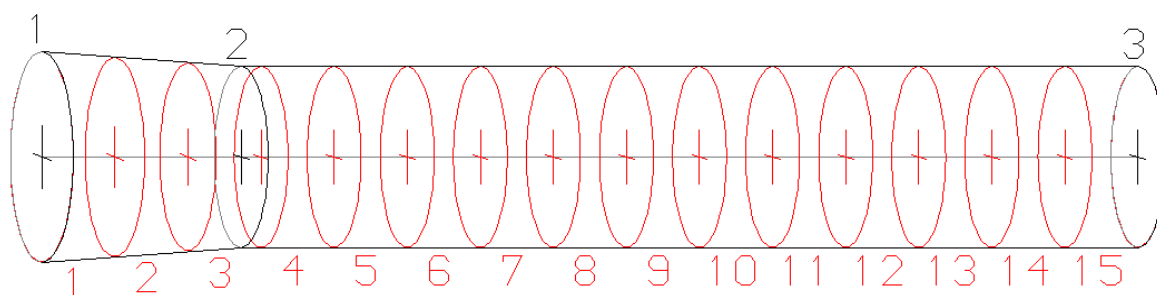


Obr. 18 Drátový model trubice jednoho průměru



Obr. 19 Drátový model rozšiřující se trubice

Program též umožňuje zadávat různé průměry na určitých délkách. Tohoto bylo využito při tvorbě modelu potrubí našeho motoru, které se zprvu zužuje a poté je konstantní průměr, viz (Obr. 20).



Obr. 20 Model sacího potrubí našeho motoru

7.1.1. Tvorba elementů

Pokud chceme zjišťovat jednotlivé vlastnosti proudění uvnitř trubice, musí být tato trubice rozdělena na určité sektory (elementy). V každém takovém elementu program vypočítává jednotlivé parametry proudu. Počet elementů trubice program přiděluje automaticky. Toto ale není úplně vhodné, trubice mají velký počet elementů a tudíž je celý model velmi náročný na výpočet. Je tedy vhodné zadávat počet elementů ručně. Oficiálně doporučená délka elementů je 15-20 mm na sací potrubí a 25-30 mm na výfukové potrubí. Musíme ale brát v úvahu, že při vyšších otáčkách, zejména ve výfukovém potrubí, kde je vysoká teplota probíhají změny rychleji. Délku je poté potřeba zmenšit, aby výsledné průběhy hodnot byly přesnější a odpovídající průběhy grafů spojitě.

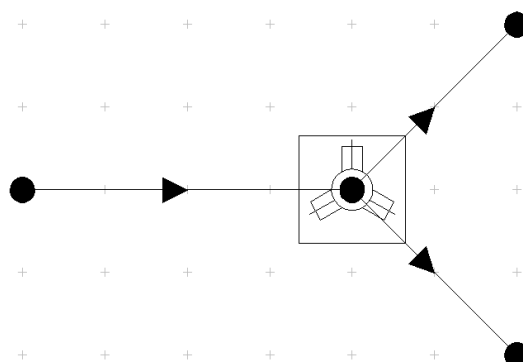
Model trubice v softwarovém prostředí (Obr. 21) je dán zvýrazněným počátečním a koncovým bodem, směr proudění je vyznačen uprostřed šipkou. Červené body jsou již zmíněné elementy.



Obr. 21 Model trubky, znázornění řezů

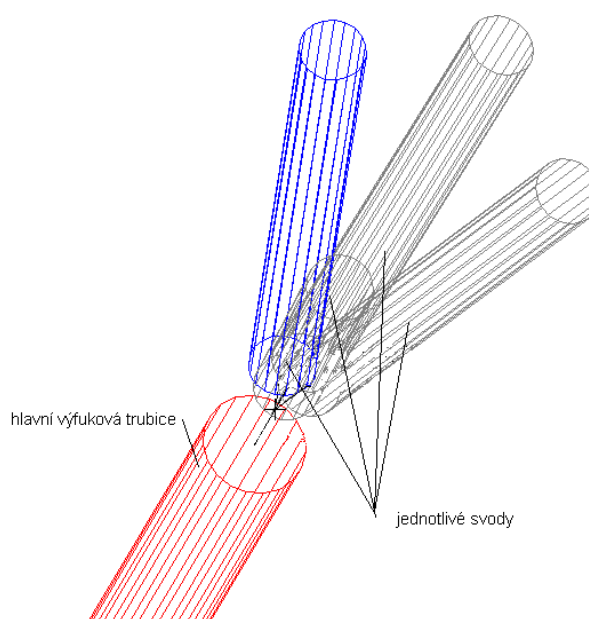
7.1.2. Ztrátové přechody

Pokud budeme chtít co možná nejvěrněji simulovat proudění v trubicích, je zřejmé že při rozdělování kanálů v hlavě válců a při souběhu výfukových svodů (Obr. 22) vznikají hydraulické ztráty.



Obr. 22 Ztrátové přechody

Jde se o použití modelu proudění, popisující přesnější chování dynamiky plynu uvnitř trubice v jednotlivých přechodech. Se vzrůstajícími otáčkami rovněž roste rychlost plynu a s tím souvisí vyšší tření o stěny daných trubíc. Právě tyto uvedené skutečnosti, které ve skutečném motoru vznikají lze pomoci těchto přechodů blíže specifikovat. Trubice se vždy podle os nasměrovaly tak, aby odpovídali reálu. Jedna z trubíc je vždy referenční (červená trubice), k této trubici se pak vztahuje nasměrování ostatních trubíc. Pokud nemáme trubice v jedné rovině, musíme zadat ještě jednu referenční trubici, viz Obr. 23 (modrá trubice).



Obr. 23 Model výfukového svodu

7.1.3. Volba materiálu

Program LOTUS Engine Simulation do svých výpočtů zahrnuje i přenos tepla stěnami. Máme zde tedy možnost volby materiálu. Model celého motoru se tak ještě více blíží reálnému termodynamickému oběhu. Materiál na modelu byl volen dle skutečnosti, tedy blok motoru litina, hlava válců hliník a potrubí sací i výfukové ocelové. Vlastnosti materiálů jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 8), z tabulky vyplývá, že ocel a hliník jsou poměrně dobré tepelné vodiče, kdežto plast se chová spíše jako tepelný izolant. V současné době jsou kovy čím dál více nahrazovány plasty.

Materiál	Hustota materiálu [kg.m ⁻³]	Tepelná vodivost [W/mK]	Tepelná kapacita [kJ/kg]
Ocel	7850	48	490
Slitina Al	2700	204	940
Plast. hmota (Nilon)	1400	0,25	1256

Tab. 8 Vlastnosti použitých materiálů

7.1.4. Typ chladicího média

S přestupem tepla souvisí i okolní prostředí a jeho teplota. Zde je možno vybrat si ze dvou chladících médií voda a vzduch. Pro prostředí jsem volil dle reálných podmínek. Kanály v hlavě válců a hlava válců voda. Sací a výfukový trakt vzduch. Základní fyzikální vlastnosti chladících médií jsou uvedena v tabulce (Tab. 9).

Chladící médium	Teplota chladicího média [°C]	Součinitel přestupu tepla α [W.m ² .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita c_p [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Hustota ρ [kg.m ⁻³]	Prandtlovo číslo Pr [-]
Voda	100 °C	5000	4,216	958,61	1,757
Vzduch	Teplota okolí (20 °C)	20	1,0007	1,27	0,715

Tab. 9 Vlastnosti vzduchu a vody při atmosférickém tlaku a v závislosti na teplotě

7.2. Termodynamický model hoření

Při hoření paliva ve válci spalovacího motoru dochází ke vzniku tepla. Toto teplo je pak základem pro přeměnu energie ve spalovacím motoru. Indikovaný výkon, tepelná účinnost a další parametry motoru nejsou dány pouze množstvím uvolněného tepla, ale

závisejí i na jeho průběhu. Množství tepla je dáno výhřevností a množstvím paliva, které shoří za uvažovaný časový interval, který je dán vztahem.

$$dQ_B = H_U \cdot dm_B, \quad (3)$$

kde Q_B - teplo uvolněné z paliva

H_U - výhřevnost paliva

m_B - množství paliva [kg].

Protože i dnes nejsou k dispozici obecně platné matematicko-fyzikální vztahy, kterými by bylo možno prohořívání popsat na základě příslušných konstrukčních a provozních parametrů motoru, začalo se hledat jiné východisko. Touto problematikou se zabýval německý inženýr Vibe, který polo-empirickým způsobem odvodil bezrozměrnou funkci. Vibeho funkce má tvar:

$$x = 1 - e^{-ay^{m+1}}, \quad (4)$$

kde a - vyjadřuje podíl nespáleného paliva ve válci

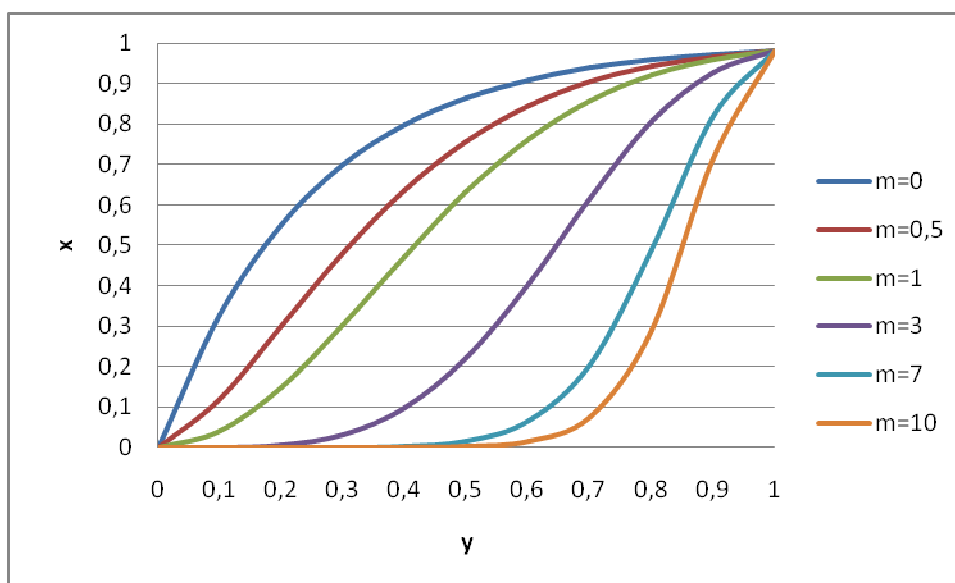
m – exponent, parametr hoření.

Význam jednotlivých parametrů funkce:

$$x = \frac{m_B(\varphi)}{m_B}, \quad y = \frac{t(\varphi)}{t_H}, \quad (5)$$

kde $m_B(\varphi)$ - hmotnost paliva spáleného za již uplynutý čas $t(\varphi)$

m_B - celková hmotnost paliva, které shořelo během celkové doby hoření t_H .

Graf 4 Průběhy Vibeho funkce pro různé hodnoty m , $a=4$

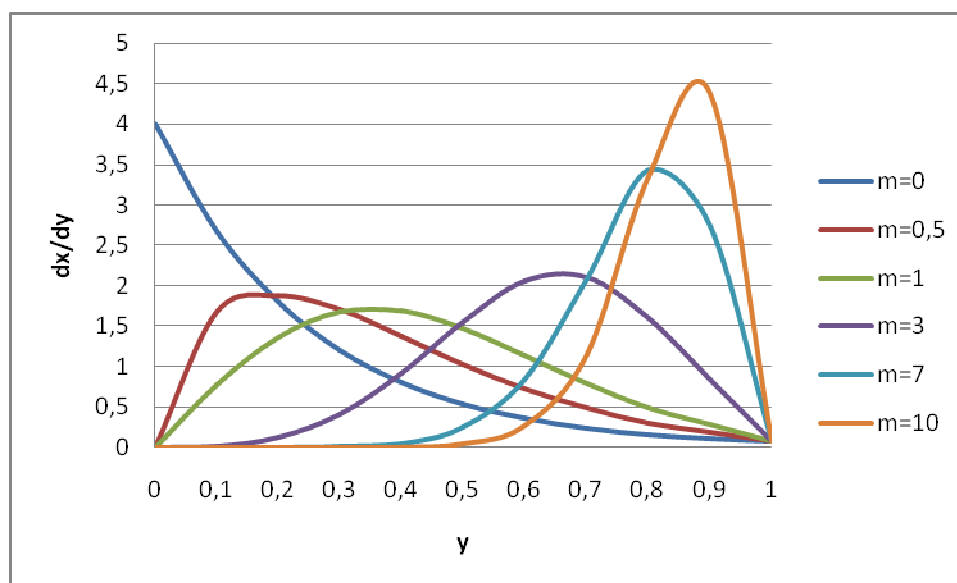
Závislosti v předešlém grafu nevyjadřují tedy skutečné spálené množství paliva, ale jen jeho spálený podíl v závislosti na časovém podílu z celkové doby hoření paliva. Na počátku je tedy $y=0$ také $x=0$ a na konci hoření při hodnotě $y=1$ je podíl spáleného paliva z celkového množství dán vztahem (6) a je vyznačen také v grafu (Graf 4).

$$x = 1 - e^{-a}, \quad (6)$$

Hodnota x na konci hoření odpovídá chemické účinnosti η_{ch} . Závislost mezi chemickou účinností a ztrátovým součinitelem a je dán vztahem (7).

$$a = -\ln(1 - \eta_{ch}), \quad (7)$$

Parametr charakteristiky hoření m umožňuje dobře popsat průběh hoření během spalování. Volbou tohoto exponentu mohou být modelovány velmi rozmanité průběhy těchto závislostí. Vibeho funkce má tedy velmi dobrou schopnost vyjádřit vývin tepla při hoření paliva ve válci spalovacího motoru je zvláště dobře patrná ze znázornění průběhu hoření d_y/d_x podle grafu (Graf 5).

Graf 5 Průběhy hoření paliva pro různé hodnoty exponentu m , $a=4$

$$\frac{d_x}{d_y} = a \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-ay^{m+1}}, \quad (8)$$

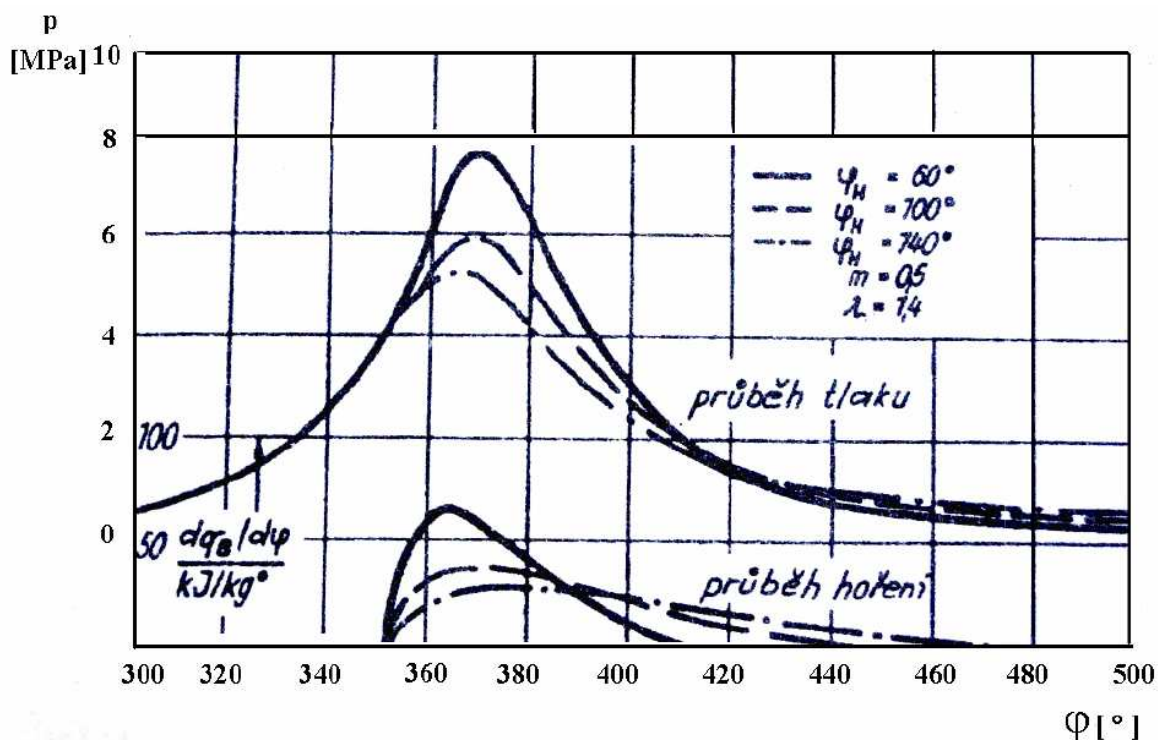
Zatímco závislost $x=f(y)$, viz *Graf 4*, udávají podíl paliva spáleného za poměrný čas hoření y , průběh hoření viz *Graf 5*, charakterizuje v daném okamžiku intenzitu hoření, takže rozdíly v intenzitě během hoření jsou z tohoto grafu velmi názorně patrné. Různé tvary průběhu hoření mají na účinnost přeměny energie ve spalovacích motorech výrazný vliv.

7.2. Vliv průběhu hoření

Průběh hoření paliva má velký vliv na průběhy tlaku a teploty ve válci během pracovního oběhu. Ovlivňuje do značné míry indikátorovou účinnost a střední indikovaný tlak, tak i mechanické a tepelné zatížení dílů motoru. Při vyjádření průběhu hoření náhradní Vibeho funkcí jsou rozhodujícími veličinami doba a charakter hoření, daný exponentem m . Je třeba zdůraznit, že obě uvedené veličiny nemohou být voleny libovolně, neboť vyplývají z kinetiky hoření, tedy i z fyzikálně chemických vlastností paliva a podmínek, při nichž proces probíhá. Závisí také na zatížení, otáčkách motoru a provozních teplotách. Průběh hoření je ovlivněn konstrukcí motoru, především tvarem spalovacího prostoru a způsobem tvoření směsi.

Při stejném přívodu energie, se zvyšuje indikovaná účinnost a střední indikovaný tlak při zmenšující se době hoření. Pro dobrou účinnost přeměny energie je tedy třeba krátké doby hoření, což však způsobuje vyšší hodnoty tlaků a zvýšení mechanického namáhání klikového mechanismu. V grafu (*Graf 6*), jsou znázorněny průběhy hoření a tlaku procesů při různých dobách hoření za jinak shodných podmínek. Při zkracování doby

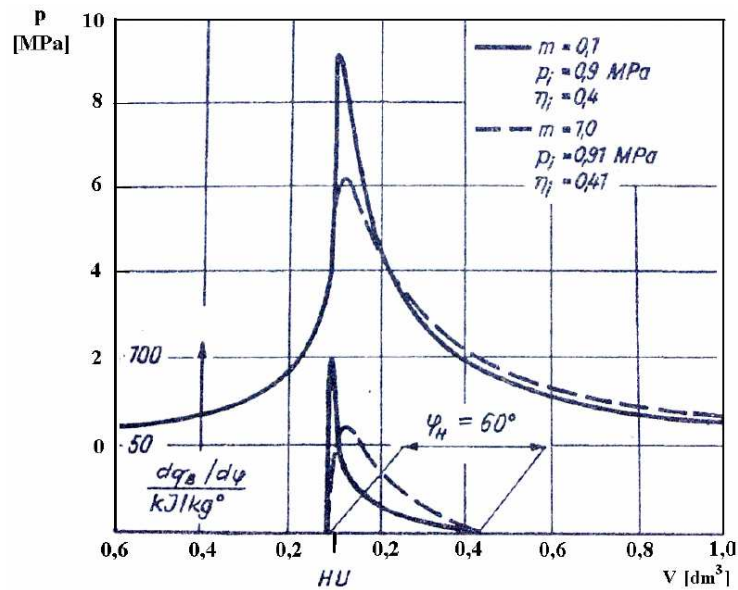
hoření je nárůst maximálních hodnot tlaku jednoznačně zřejmý. Velký nárůst tlaků je pro dynamické namáhání strojních součástí velice významný. Se zkracujícími se dobami hoření se zvyšují maximální hodnoty teplot v průběhu pracovních cyklů.



Graf 6 Vliv doby hoření na průběh tlaku ve válci motoru

Pro tepelné namáhání součástí motoru, zejména výfukových ventilů, jsou rozhodující teploty plynů v okamžiku otevírání výfukových ventilů. S rostoucí dobou hoření se tyto teploty zvyšují. Na přeměnu energie ve spalovacím motoru má vliv nejen doba hoření, ale rovněž jeho průběh. Mohou existovat takové podmínky tvorby směsi, při nichž se palivo ve válci rozloží na silně a málo reaktivní složky. Při takových podmínkách může převážná část paliva již shořet během počátku celého průběhu hoření. Ovšem vlivem přítomných málo reaktivních složek bude hoření pomalu doznívat, doba hoření bude poměrně dlouhá. Takový průběh hoření bude charakterizován malou hodnotou exponentu m náhradní Vibeho funkce. Naopak velký exponent m charakterizuje průběh hoření, jehož začátek je velmi vleklý a teprve na konci se uvolní převážná část tepla, viz Graf 5, Graf 6.

Vzhledem k těmto skutečnostem vznikají i při stejných dobách hoření paliva odlišné výsledné efekty, vliv exponentu m značně závisí na době hoření. Při větších dobách hoření a zmenšujícími se hodnotami exponentu m se indikovaná účinnost zlepšuje. Při krátkých dobách hoření je naopak vliv hodnoty exponentu patrný, což je patrné z grafu (Graf 7).

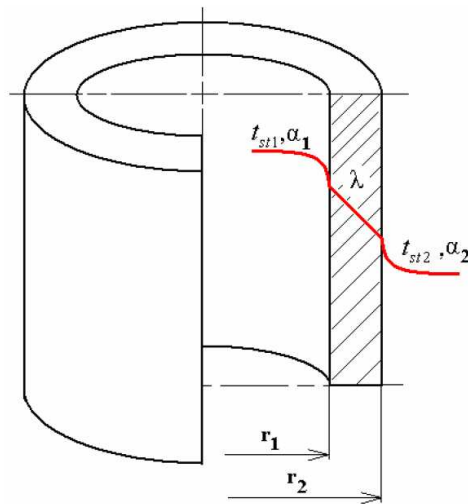
Graf 7 Vliv exponentu m Vibeho funkce průběhu tlaku

Obecně lze tedy říci, že rychlé uvolnění tepla při hoření paliva je z hlediska účinnosti přeměny energie zpravidla prospěšné. Vede však vždy k vyššímu mechanickému namáhání a v některých případech může být i příčinou zhoršení procesu.

Provedl jsem mnoho předběžných výpočtů s různými termodynamickými modely hoření a sledoval jsem vliv na průběh modelované výkonové křivky. Toto ovšem není ideální, vhodnější by bylo znát průběh tlaků ve válci v závislosti na otočení klikového hřídele a porovnávat tento diagram z reálného motoru s nasimulovaným. Nejlépe se mi z mého pohledu jeví hodnoty parametrů $m = 3$ a $a = 10$.

7.3. Vedení tepla válcovou stěnou

Vedení tepla válcovou stěnou (tepelný tok) z teplejšího prostředí skrz válcovou stěnu do studenějšího prostředí (Obr. 24). Tuto problematiku je možno si představit ve spalovacím motoru, kde je válec motoru tvořen válcovou stěnou, z jejíž jedné je ohříván spaliny a z druhé strany chlazen chladicí kapalinou. Podobná situace nastává u sacích i výfukových kanálů. U sacích kanálů jde pak, spíše o proudění opačné, kdy teplo proudí z chladicí kapaliny do čerstvé směsi.



Obr. 24 Tepelný tok válcovou stěnou

Tepelný tok je pak dán vztahem (3).

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda \cdot (t_{st1} - t_{st2})}{\ln \frac{r_2}{r_1}}, \quad (9)$$

kde Q - tepelný tok válcovou stěnou

L - délka válcové stěny (potrubí)

λ - tepelná vodivost

t_{st1}, t_{st2} - teplota vnitřní a vnější stěny

r_1, r_2 - vnitřní a vnější průměr.

7.3.1. Vedení tepla konvencí

Pokud budeme uvažovat děje uvnitř proudění, tedy i při proudění sacím a výfukovým potrubím, setkáme se s takzvanou nucenou konvekcí. Hustota tepelného toku se vypočte dle vzorce (4).

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_{st} - T_t), \quad (10)$$

kde q - hustota tepelného toku

α - součinitel přestupu tepla

T_{st} - teplota stěny

T_t - teplota tekutiny.

Tepelný tok lze vyjádřit vztahem (5).

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot S_{tepl} = \bar{\alpha} \cdot S_{tepl} \cdot (T_{st} - T_t), \quad (11)$$

kde $\bar{\alpha}$ - střední součinitel přestupu tepla

S_{tepl} - velikost teplosměnné plochy

Střední součinitel přestupu se pak vypočte dle vztahu ()

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{S_{tepl}} \cdot \int \alpha \cdot dS_{tepl} \quad \bar{\alpha} = \frac{1}{S_{tepl}} \cdot \int \alpha \cdot dS_{tepl} . \quad (12)$$

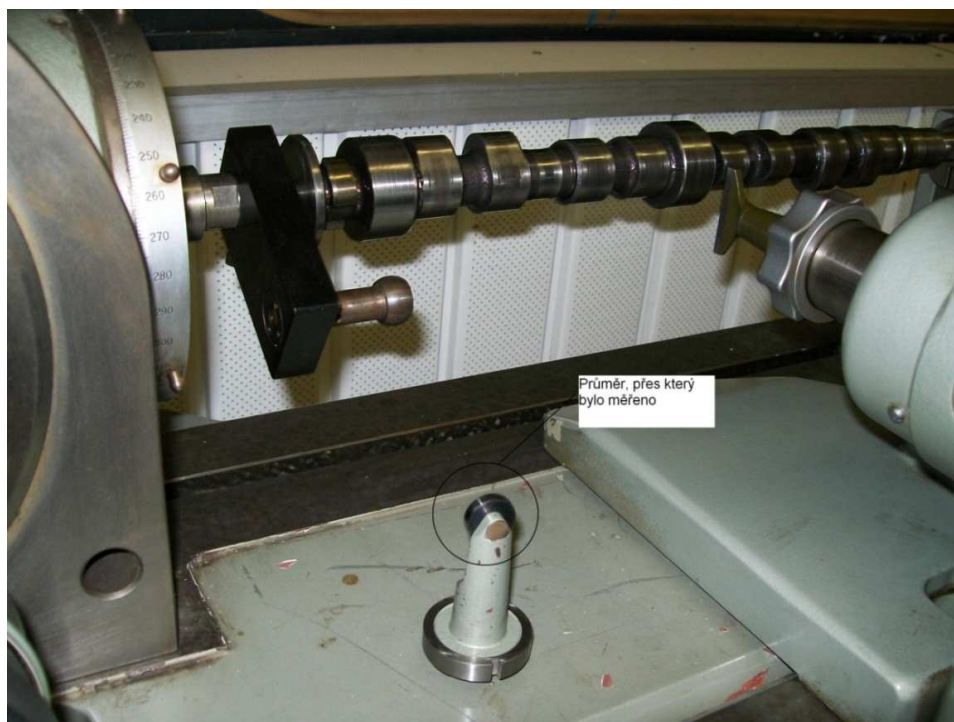
7.3. Použitá křivka vačky

Protože se nepodařilo získat diagram průběhu sací a výfukové vačky musel jsem vačkové hřídele vymontovat a změřit v laboratořích Ústavu automobilní a dopravní techniky.

7.3.1. Měření vačkových hřídelů

Vačkové hřídele byly měřeny v laboratoři C03 Automobilního a dopravního inženýrství fakulty Strojního inženýrství. Měření probíhalo 12. 11. 2009 na přístroji Carl Zeiss Jena 3502 (*Obr. 26*), teplota v laboratoři byla 20°C a tlak 1013hPa.

Nejprve jsem musel upnout vačkovou hřídel mezi hroty a vystředit pomocí měřicího přístroje. Poté jsem zvolil vhodný průměr, přes který jsem měřil, na motoru je totiž poháněn ventil vačkou přes rolničku. Měl jsem štěstí a podařilo se mi nalézt stejný průměr, jako je průměr rolničky, průměr je 18mm. Otáčel jsem postupně vačkovým hřídelem a měřil zdvih vačkového hřídele s přesností na jeden mikrometr. Tyto hodnoty jsem zapisoval a postupně dostával celou zdvihovou křivku vačkového hřídele.



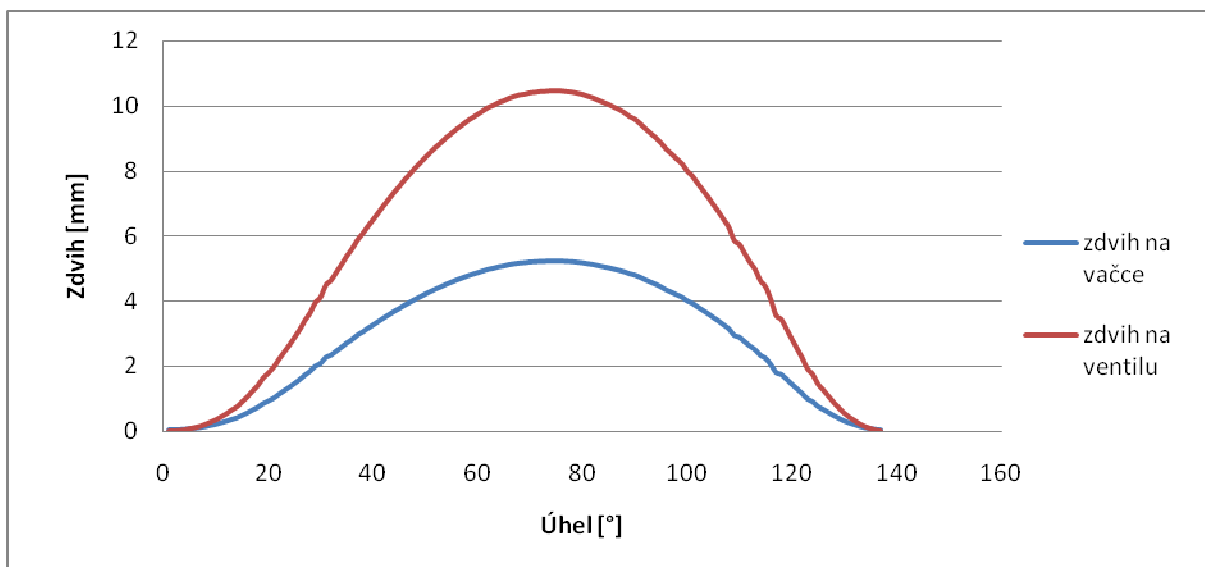
Obr. 25 Měření vačkových hřídelů přes průměr



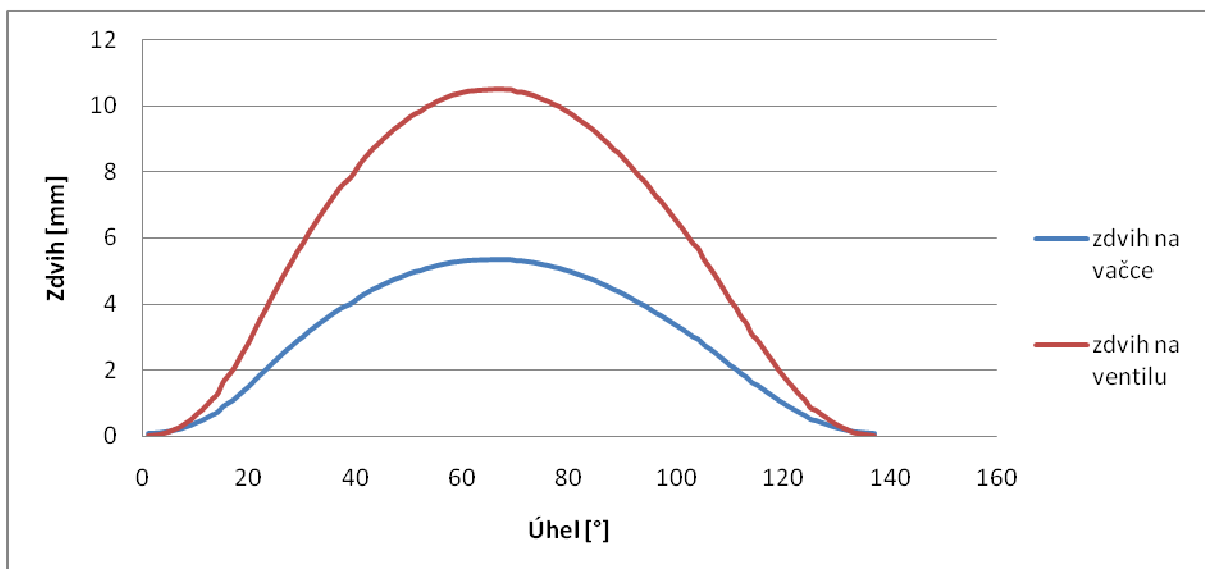
Obr. 26 Měřicí stanice

7.3.2 Zhodnocení výsledků a vytvoření zdvihových křivek

Po změření a zkontrolování (náhodné zkoušení některých hodnot úhlů) jsem hodnoty zadal do programu Microsoft Excel, kde jsem dostal zdvihové křivky vačky. Po přepočtení mechanismu a odečtení vůle, kterou vymezují hydraulická zdvihátka tak i zdvihovou křivku ventilů.



Graf 8 Zdvihová křivka sacího ventilu a sacího vačkového hřídele



Graf 9 Zdvihová křivka výfukového ventilu a výfukového vačkového hřídele

Myslím si, že měření bylo úspěšné a dostatečně přesné a posunulo model zase o něco blíže realitě. Hodnoty jednotlivých zdvihů ventilů jsem pak zanesl do programu.

7.4. Ztrátové koeficienty v sedle ventilu

Program LOTUS Engine Simulation počítá při vstupu a výstupu z válce se ztrátovými koeficienty proudění C_f . Tyto koeficienty jsou samozřejmě závislé na zdvihu ventilu, přesněji poměru zdvihu ventilu a průměru hrdla ventilu (nejmenší průměr sedla ventilu) L/D . Koeficient proudění je pak dán vztahem (13).

$$C_f = \frac{\dot{m}_{skut}}{\dot{m}_{teor}} \quad (13)$$

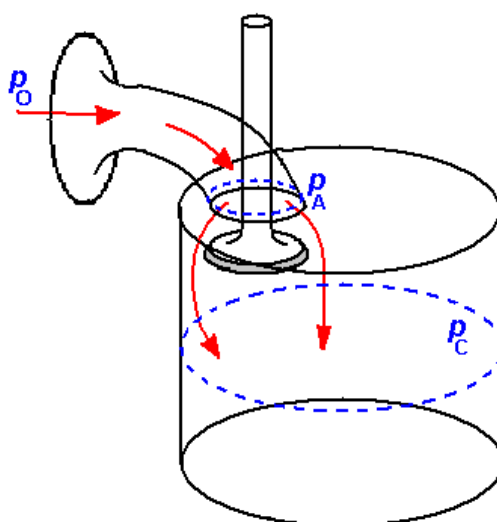
Teoretický hmotnostní tok \dot{m}_{teor} je pak počítán dle rovnice:

$$\dot{m}_{teor} = v(f(p_0, p_c, T)) \cdot S_{ref} \cdot \rho, \quad (14)$$

kde $v(f(p_0, p_c, T))$ - je teoretická rychlost proudění

S_{ref} – je plocha dána průřezem hrdla ventilu

ρ – je hustota proudícího média

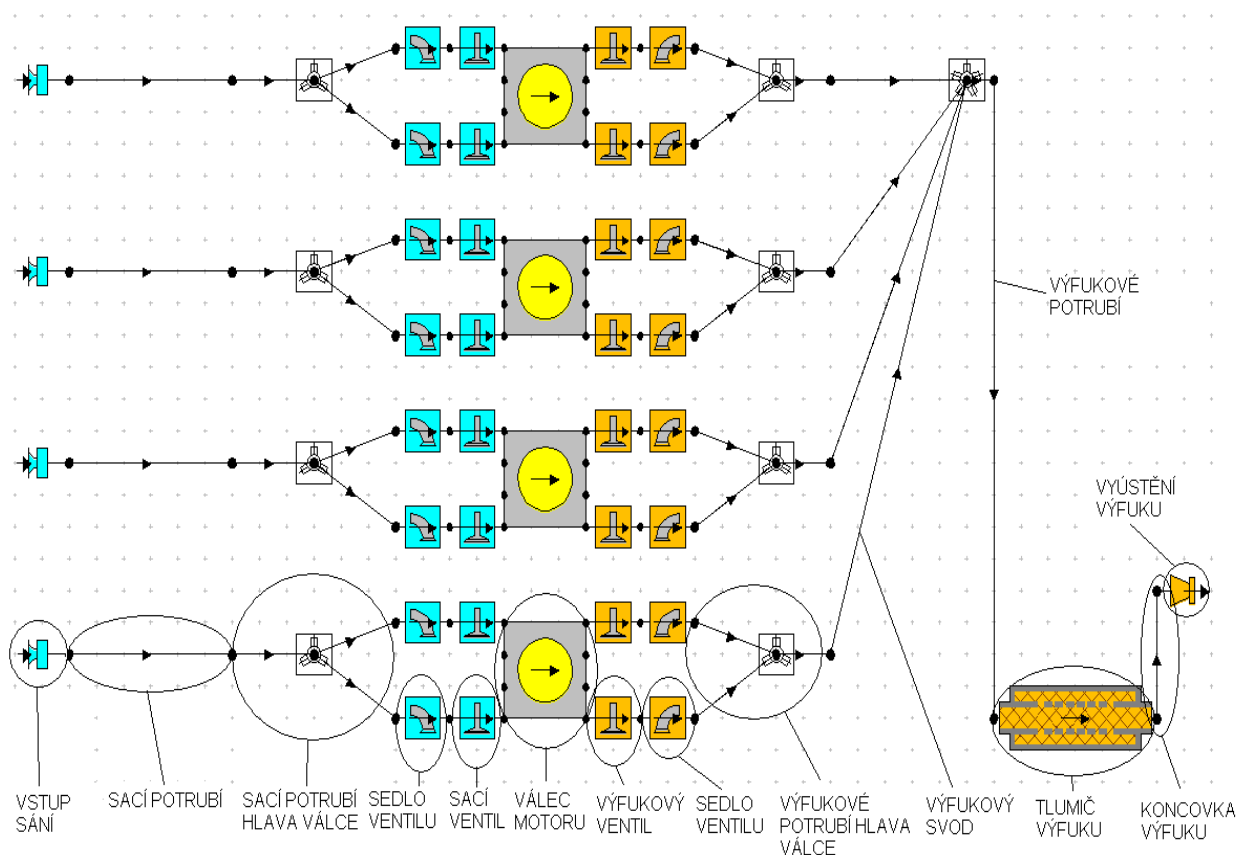


Obr. 27 Znárodnění tlaků při proudění do válce [2]

Pro první model jsem použil defaultně nastavené hodnoty koeficientů C_f , hodnoty koeficientů pro laděný motor jsem neměl k dispozici. Počítal jsem tím, že provedu CFD simulaci na 3D modelu sacího traktu a vypočtené hodnoty koeficientů po té zpětně dosadím do modelu.

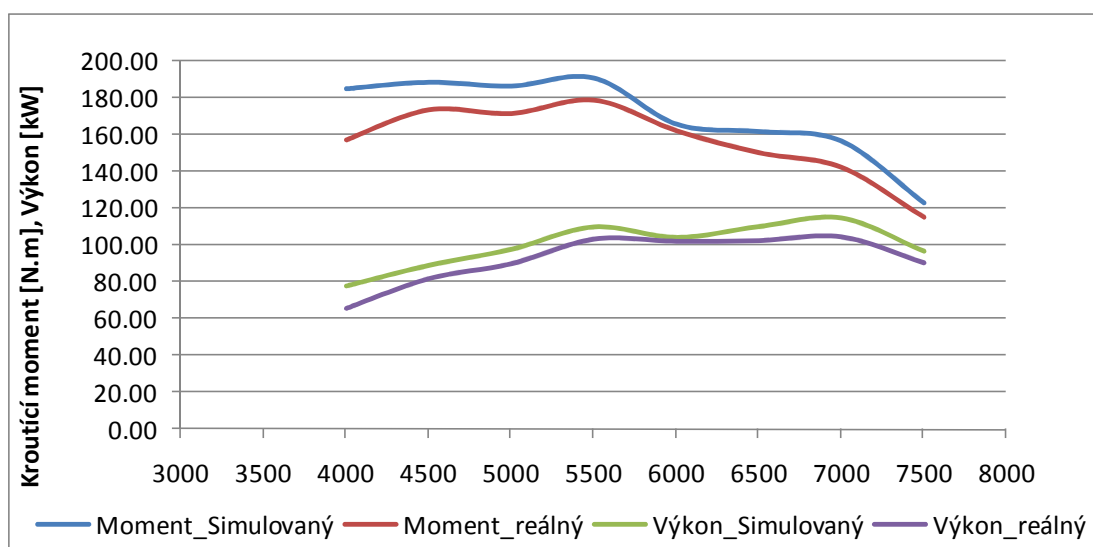
8. Vytváření modelu stávajícího motoru

Při vytváření modelu bylo mým cílem dosáhnout výkonové křivky, kterou jsme naměřili na motorové brzdě (viz. *Graf 1*). Při zadávání parametrů potrubí motoru (průměry, délky), jsem se snažil vše přiblížit co nejblíže realitě. Přesto jsem, například nemohl do programu zadat potrubí jako oválné (hlava motoru) a musel jsem jej nahradit kruhovým potrubím ekvivalentního průřezu. Také sací potrubí jsem nahradil pouze jednou trubicí se čtyřmi průměry na čtyřech délkách z jednoho materiálu. Níže je pak model v modelovacím prostředí Lotus Engine Software (*Obr. 28*), pro upřesnění jsou popsány jednotlivé prvky motoru.



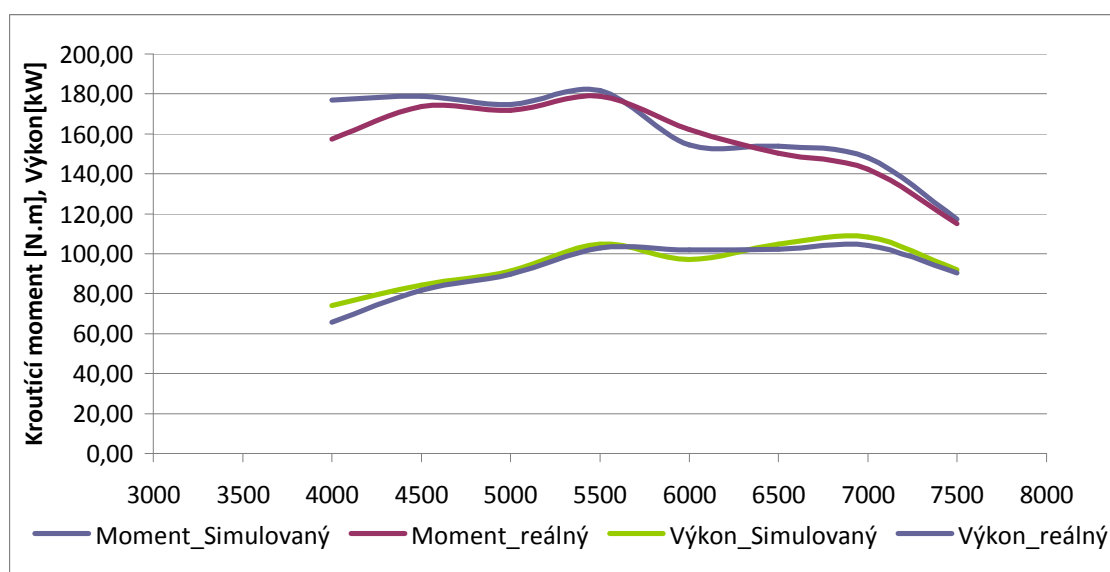
Obr. 28 Model motoru v programu Lotus Engine Software

Při prvních modelech jsem používal předem nadefinované vačkové hřídele (průběhy zdvihů ventilu) výkon motoru však byl příliš vysoký, ale křivka se již začala podobat skutečnosti. Již zde, je však při simulaci patrný propad při 6000 min^{-1} , tento propad se ani v dalších modelech přes veškeré úsilí nepodařilo odstranit.



Graf 10 Porovnání prvního modelu (předem nadefinované vačkové hřídele) s výkonovou křivkou stávajícího motoru

Na dalších modelech jsme již upravili zdvihové křivky podle naměřených, trochu zjednodušili model a po několika simulacích jsme se dostali téměř ke stávajícímu stavu, viz graf níže.

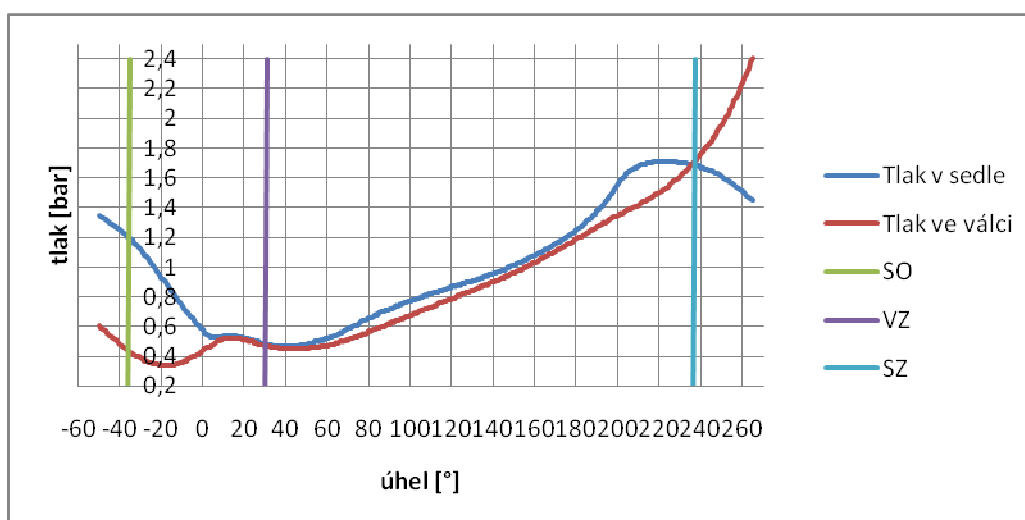


Graf 11 Porovnání konečného modelu s výkonovou křivkou stávajícího motoru

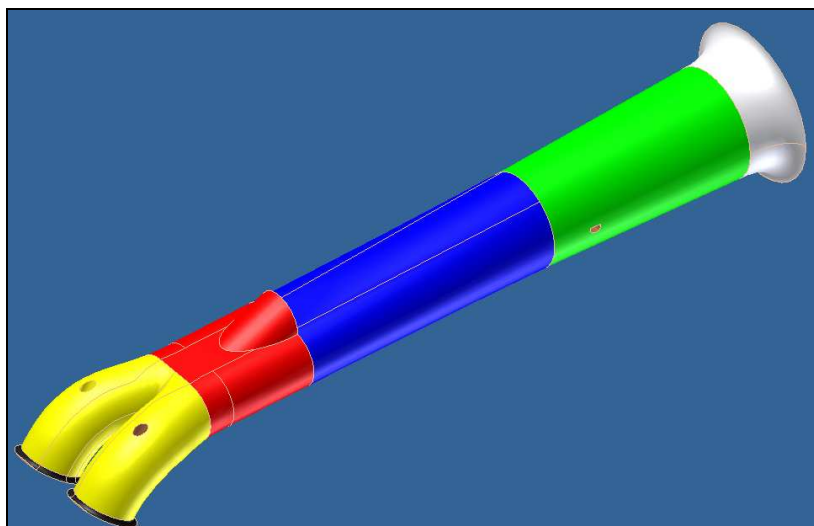
Opět je zde patrný pokles při 6000 min^{-1} a mírný nárůst při 7000 min^{-1} , je tedy zřejmé, že v reálném motoru dochází k nějakému jevu, který simulace není schopna zajistit.

9. Optimalizace hlavních rozměrů sacího potrubí

Při optimalizaci sacího traktu byla především snaha zvýšit výkon při vyšších otáčkách (od 6000 min^{-1}), jak je patrné z výkonové křivky od 5500 min^{-1} je již výkon téměř konstantní. Z průběhů tlaků ve válci a v sedle sacího ventilu (viz *Graf 12*), bylo patrné, že při uzavírání sacího ventilu je ještě dostatečně velký přetlak, který již však není využit, protože sací ventil je již téměř uzavřen. Bylo tedy jasné, že potrubí je nutno zkrátit, aby přetlaková vlna dorazila k sedlu ventilu dříve a bylo možno využít vyšší přetlak při větším otevření ventilu, tím dosáhnout většího hmotnostního toku a tím i větší plnicí účinnosti.



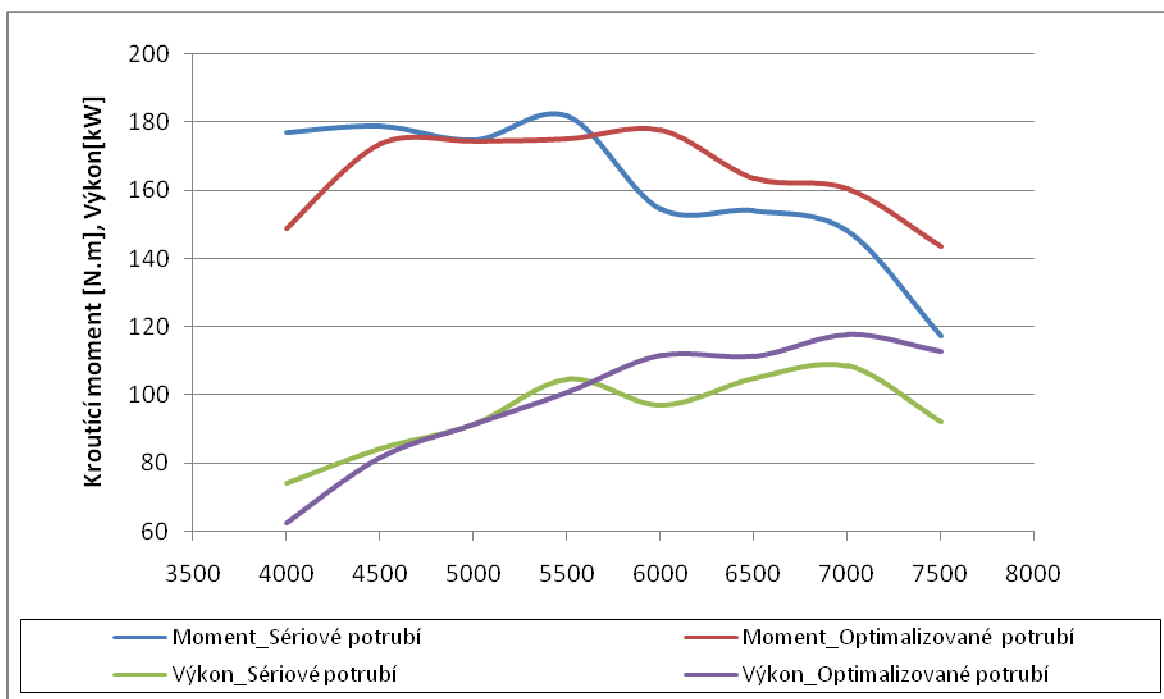
Graf 12 Tlaky ve válci a sedle ventilu při 7000 min^{-1} (původní délka potrubí)



Obr. 29 Ilustrační obrázek celého sacího traktu s barevně označenými částmi

9.1. Optimalizace délky potrubí

K zjištění optimální délky jsem využil program Lotus Optimazer Tool, který je součástí programu Lotus Engine Software. Optimalizaci jsem nejdříve zkoušel při otáčkách nižších než 7000 min^{-1} . V těchto otáčkách byl pak maximální výkon a průběh točivého momentu stále přijatelný, rozhodl jsem se optimalizovat délku potrubí při 7000 min^{-1} . Po optimalizaci mi vyšla délka potrubí 236 mm (*Obr. 29* modrá, zelená a bílá část), celková délka sacího traktu pak byla 340 mm. Sání bylo poté zjednodušeno a to tak, že od klapkového tělesa se pozvolně zužovalo až k hlavě. Tato délka pak přibližně odpovídá teoreticky vypočtené délce sání podle vzorce (2). Celkové porovnání modelu původního modelu motoru a modelu motoru s optimalizovanou délkou sání je pak v grafu níže.

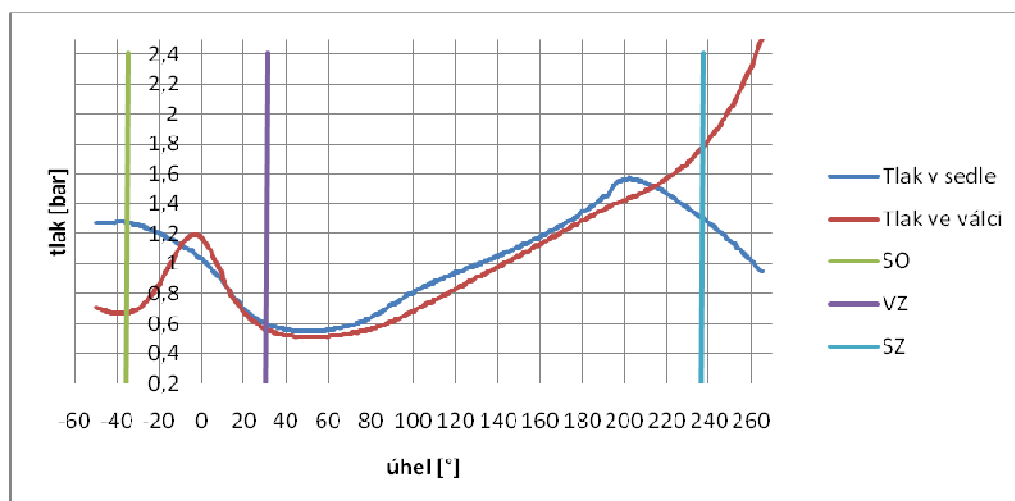


Graf 13 Porovnání původní délky potrubí s optimalizovanou

Z grafu je patrné, že došlo k výraznému zvýšení výkonu ve vysokých otáčkách od 5500 min^{-1} , při 7000 min^{-1} o 9 kW (117,7kW) a průběh momentu zůstal dostačující od 4500 min^{-1} přes 173 Nm, maximální moment pak mírně klesl 178Nm při 6000 min^{-1} (původní model 181Nm při 5500 min^{-1}).

Zkrácení potrubí se nevýrazně projevilo i v průběhu tlaků ve válci a v sedle ventilu (*Graf 14*), které výrazně ovlivňují plnicí účinnost motoru. Zdálo by se, že při těchto průbězích tlaků bude plnicí účinnost nižší, protože okolo horní úvrati a při uzavírání je tlak ve válci vyšší než v sedle ventilu. Směs by tedy měla proudit opačným směrem z válce ven, toto se však děje při velmi malých zdvizích ventilů, naopak při maximální zdvihu

ventilu (110° za HÚ) je rozdíl tlaků velmi vysoký, proto je v tomto okamžiku vysoký hmotnostní tok. Navíc při otevírání sacího ventilu je maximální rozdíl tlaků, což způsobí snadné vytvoření podtlakové vlny. Vznik tlakové špičky okolo horní úvrati by se mohl odstranit vhodným naladěním výfuku.



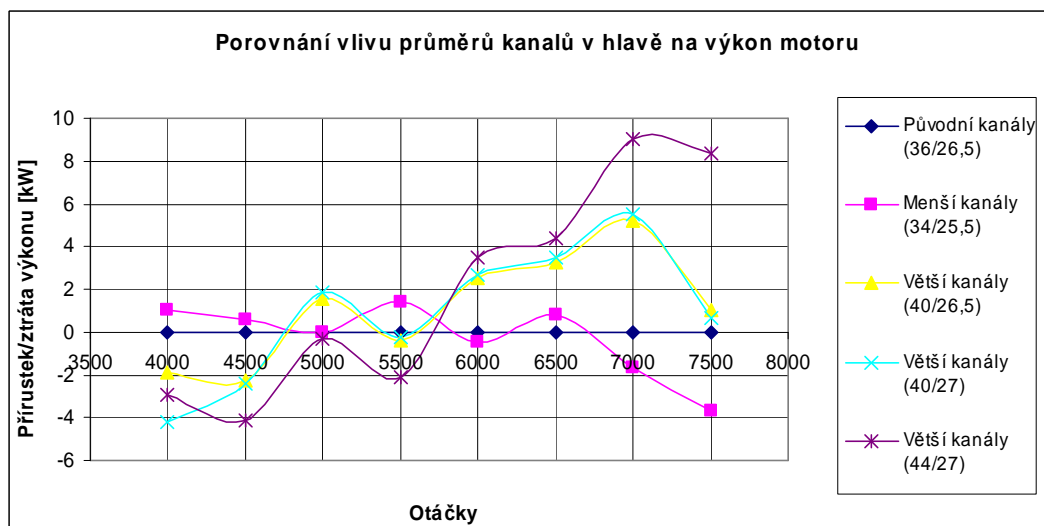
Graf 14 Tlaky ve válci a v sedle ventilu při 7000 min⁻¹ (optimalizovaná délka potrubí)

9.2. Optimalizace průměru potrubí

V další optimalizaci jsem se zaměřil na vstupní průměr, který je u stávajícího motoru 49 mm. Má domněnka byla, že by šlo klapky (*Obr. 29* zelená část) postupně přiblížit k hlavě válců a rozšířit vstup pomocí delších nátrubků (*Obr. 29* bílá část). Tato úvaha však nevedla k úspěšnému cíli a výkon se postupně snižoval. Proto jsem jen pro zajímavost spustil optimalizaci pro vstupní průměr, který vyšel 46 mm. Rozdíl při maximálním výkonu však byl jen 0,5 kW, proto jsem se rozhodl, že pro další výpočty zůstanu u stávajícího vstupního průměru.

Po té jsem se zaměřil na potrubí v hlavě válce (*Obr. 29* červená a žlutá část), kde jsem při procházení výsledků zjistil, že po rozdvojení kanálů (žlutá část) klesala rychlost proudění. To jsem zjistil i poté, co jsem si spočítal ekvivalentní průměr dvou průměrů 26,5 mm, ten mi vyšel 37,5 mm, v hlavě je však pouze ekvivalentní (oválný kanál) průměr 36 mm. Proto bylo jasné, že je nutno tento průměr a i vstupní průměr do hlavy pro maximální výkon zvětšit. Proto jsem opět spustil optimalizaci, kde jsem si jako maximum zadal průměr 40 mm, tento průměr je maximální, na který je možno kanál v hlavě válce zvětšit a tento průměr mě vyšel jako nejlepší. Pro zajímavost jsem ještě zkusil spustit optimalizaci pro větší průměr, ten mi pak vyšel 44 mm. Na tento průměr však již nelze kanál v hlavě zvětšit, po té by již byla stěna válce příliš tenká, někde by možná došlo k jejímu protržení. Porovnání zvýšení nebo snížení výkonů pro jednotlivé průměry je v následujícím grafu (*viz. Graf 15*). Pro zajímavost jsem do grafu uvedl i možnost zvětšení jednotlivých kanálů

po rozdvojení, toto zvětšení je podle mě maximum 27 mm při použití sériových ventilů (průměr 29,5 mm). Je třeba ještě dodat, že pro průměr 44 mm byl ještě zvětšen průměr klapky ze 42 mm na 44 mm, aby nedocházelo ke škrcení v klapkovém tělese. Další zvětšování je diskutabilní a muselo by se ověřit na aerodynamické trati nebo ve 3D modelu proudění.



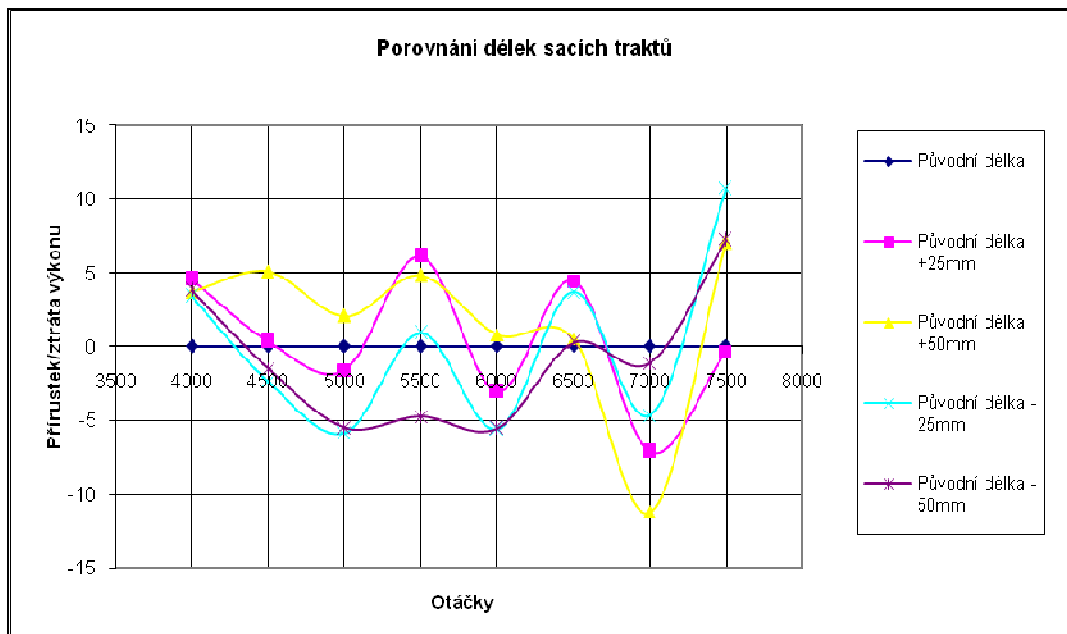
Graf 15 Vliv průměrů kanálů v hlavě na výkon motoru

Pro maximální výkon je tedy patrné, že čím vyšší výkon budeme požadovat, tím více je nutno zvětšit kanály. Toto však neplatí pro všechna otáčková spektra, při nižších otáčkách (pod 7000 min⁻¹) lépe vychází menší průměry (34/25,5). Tyto průměry zhruba odpovídají sériové neupravené hlavě (33/25), proto je vhodné pro menší stupeň úprav, kdy motor nedosahuje maximálních otáček sériového klikového mechanismu zvětšovat kanály v hlavě jen velmi málo, nebo vůbec. Navíc průměr kanálů je nutno volit vzhledem k průměrům ventilů. Pro další ladění jsem zvolil kombinaci kanálů 40/27 mm.

Zajímavé je, že při všech změnách průměru kanálů se téměř neměnil průběh tlaků v sedle sacího ventilu a ve válci. Měnil se pouze maximální hmotnostní tok, ten byl při původních kanálech, při otáčkách 7000 min⁻¹ 0,194 kg.s⁻¹, ovšem při kombinaci kanálů 40/27 to již bylo 0,224 kg.s⁻¹ a při vstupním průměru 44 mm již 0,239 kg.s⁻¹. S hmotnostním tokem rostla i plnicí účinnost ta vzrostla z původních 106,4% na 113,7%, při naší zvolené kombinaci kanálů 40/27 byla pak plnicí účinnost 111,2%.

9.3. Vliv délky sacího traktu na průběh krouticího momentu (možné varianty)

Zajímavé bylo také sledovat vliv délky sání na výkonovou křivku motoru. Je zřejmé, že čím delší bude potrubí, tím větší bude krouticí moment při nižších otáčkách. Toto však neplatilo vždy (viz. Graf 16).



Graf 16 Porovnání vlivu délek sacích traktů

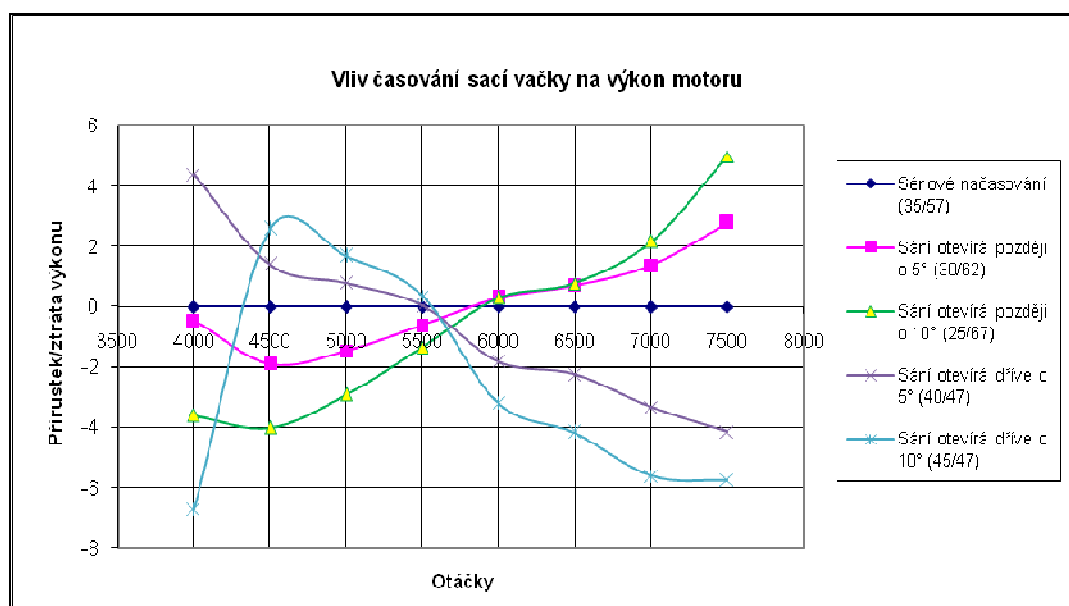
Zajímavé bylo, že nejlépe vyšla délka o 50 mm delší. Při této délce má motor při všech otáčkách větší výkon než původní optimalizovaná délka, krom 7000 min^{-1} , kde je velký propad ($-11,3 \text{ kW}$). Tento propad je však pro nás nepřijatelný. Opět by se tato varianta jevila jako možná pro méně upravené motory, které mají menší maximum otáček.

Naopak při použití závodních ojnic, kdy by bylo možno motor točit ještě nejméně o 1000 min^{-1} více (střední pístová rychlost při 7500 min^{-1} je $21,7 \text{ m.s}^{-1}$, při 8600 min^{-1} by pak byla $24,9 \text{ m.s}^{-1}$, což je ještě přijatelná hodnota), by bylo vhodné potrubí zkrátit, nejlépe se jeví zkrácení o 25 mm (největší nárůst při 7500 min^{-1}), otázkou je jak by výkonová křivka pokračovala při ještě vyšších otáčkách. Nám však propad při 7500 min^{-1} nevádí, již bude zasahovat omezovač otáček z důvodu použití sériových ojnic.

Výchyšky výkonu při různých délkách sání jsou způsobeny tlakovými pulsacemi v potrubí, což nám opět dokazuje, že rezonační přepřívání funguje pouze při určitých otáčkách. Proto jde při návrhu délky sání o určitý kompromis mezi maximálním výkonem při maximálních otáčkách a přijatelný průběh točivého momentu.

9.4. Vliv časování sacích ventilů na průběh výkonu

Při tomto srovnání se již průměry ani délky potrubí neměnili, zůstali jsme u naladěné délky 236mm a kombinaci průměru kanálů 40/27 mm. Měnili jsme jen okamžik otevření a uzavření sacích ventilů. Základní předpoklad byl, že při pozdějším otevření sacích ventilů by se mělo při vyšších otáčkách lépe využít dynamiky plynu a to tak, že na počátku otevírání sacích ventilů bude již ve válci menší tlak a proces sání bude zahájen dříve a sěs nebude tolik proudit do sacího traktu proti jako tomu bylo při načasování doposud. Otázkou bylo jak moc toto ovlivní točivý moment při nižších otáčkách, kdy se sací proces koná spíše na začátku sacího zdvihu, při pohybu pístu vzhůru již směs proudí zpět do sacího traktu. Toto se nám pak potvrdilo i při simulaci viz *Graf 17*, kdy výkon při pozdějším otevírání a nižších otáčkách klesal.



Graf 17 Vliv časování sací vačky na výkon motoru

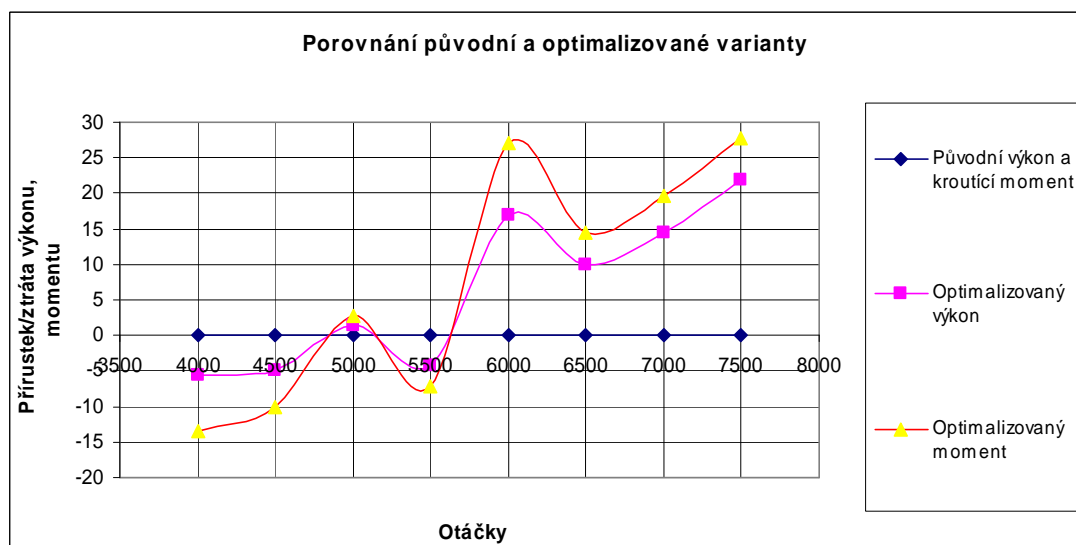
Z grafu je patrné, že pro maximální výkon by bylo vhodné časování upravit a to tak, že sání bude otevírat později. Ovšem při nižších otáčkách (pod 5500 min^{-1}) by bylo vhodné otevírat sací ventil malinko dříve, při nižších otáčkách dochází při pohybu pístu vzhůru k vytlačení směsi zpět do sacího traktu, nyní však ventil dříve uzavře a tento jev proto není tak markantní a projeví se to vyšší plnicí účinností při nízkých otáčkách. Nejideálnější by bylo časování průběžně měnit, toto však není pro naši třídu v pravidlech povoleno. Proto zůstaneme u sériového načasování, které nám dává dobrý kompromis. Hmotnostní tok na počátku otevření sacího ventilu při vysokých otáčkách by se mohl zlepšit naladěním výfuku.

Opět při použití závodních ojnic, kdy bude motor točit přes 7500 min^{-1} , by bylo vhodné upravit časování, zde se jeví jako nejpříjemnější hodnota o 10° později (SO 25° před HÚ/SZ 65° za DÚ), opět největší nárůst při 7500 min^{-1} .

9.5. Zhodnocení výsledků optimalizace

Optimalizací a laděním jsme dospěli k zajímavým a cenným výsledkům. Nejlépe se jevila varianta celkové délky potrubí 236 mm, přičemž potrubí se od klapky pozvolna zužuje z průměru 42 mm na průměr 40 mm v hlavě. Samotné sací potrubí je dlouhé 120 mm poté jsou klapková tělesa 96 mm a 20 mm bezztrátové vstupy. V hlavě jsem zvolil variantu 40 mm společný kanál a 27 mm jednotlivé kanály. Časování jsem ponechal stávající, přičemž se může doladit na výkonové brzdy.

Celkové zvýšení výkonu bylo o 14,7 kW (nyní 123,2 kW, původní model 108,5 kW při 7000 min), hodnota maximálního momentu zůstala přibližně zachována 181,7 Nm původní, 181,6 Nm optimalizovaný, posunul se však o 500 min výše. Celkové porovnání výkonu a krouťicího momentu je v následujícím grafu. Průběh momentu odpovídá závodnímu režimu 5000 – 7500 min.



Graf 18 Porovnání původní a optimalizované varianty

Optimalizace hlavních rozměrů potrubí si myslím byla úspěšná a podařilo se dosáhnout předem daných cílů. Délka výpočtu jedné výkonové křivky byla přibližně 2,5 hodiny.

10. Proudění v sacích kanálech

10.1. Základní veličiny pro popis proudění

Proudění je vlastní, neuspořádaný pohyb částic tekutin, které se pohybují ve směru proudu. Z fyzikálního hlediska rozdělujeme tekutiny na nestlačitelné (přesněji málo stlačitelné), kdy předpokládáme konstantní hustotu a na tekutiny stlačitelné, kde se hustota mění podle tlaku a teploty.

Vzduch, který jako plyn proudí ve spalovacích motorech, je z pohledu termomechaniky popsán jako směs inertních plynů, kterou můžeme při atmosférických podmínkách považovat za ideální plyn. Ideální plyn je popsán jako soustava dokonale elastických bodů, které mají nulový objem a nepůsobí na sebe přitažlivými silami, a které jsou v neustálém neuspořádaném pohybu. Ideální plyn má konstantní fyzikální vlastnosti.

Proud plynů v sacím traktu můžeme parametricky popsat stavovými veličinami tlakem, teplotou, hustotou a rychlostí. Při sání probíhá nestacionární a prostorové proudění.

$$\begin{aligned}p &= f(x, y, z, t) \\T &= f(x, y, z, t) \\ \rho &= f(x, y, z, t) \\v &= f(x, y, z, t)\end{aligned}\tag{15}$$

Proudění můžeme tedy ještě rozdělit na stacionární a nestacionární. Stacionární proudění není závislé na čase, tj. jeho hodnoty rychlosti se v čase nemění. Nestacionární proudění naopak vykazuje změny v závislosti na čase. Řešení nestacionárního proudění je složité a tak se v praxi shledáváme s případem, kdy považujeme změnu v čase za tak malou, že uvažujeme řešení nestacionárního proudění jako stacionárního. Takovému řešení říkáme kvazistacionární.

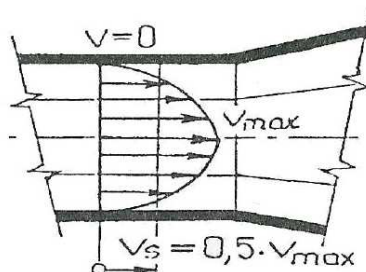
Každá částice se pohybuje po své vlastní trajektorii, která se nazývá proudnice. Proudnice se dá představit jako spojnice sousedních bodů, které leží v proudovém poli ve směru vektoru pohybu předcházejícího bodu. Samotný pohyb částice je velmi složitý, musí současně splnit pohyb po proudnici a rotaci kolem vlastních souřadných os. Při vlastním pohybu dochází i k deformaci částice.

Pokud uzavřeme svazek proudnic do uzavřených křivek, takto uzavřený svazek tvoří proudovou trubici. Uzavřený systém trubic tvoří proudové vlákno.

10.2. Laminární proudění

Laminární proudění (*Obr. 30*) je pohyb, kdy se částice pohybují po vrstvách. Vrstvy proudu se vzájemně nenarušují, mezi vrstvami dochází vlivem viskozity ke tření. Tento typ

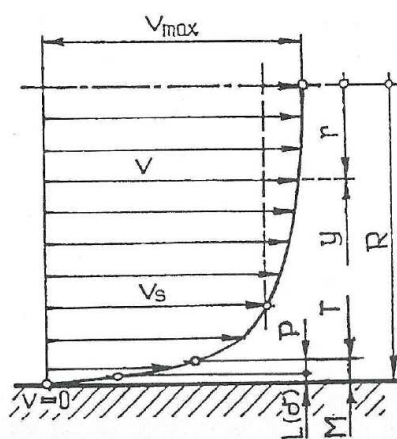
proudění je obvyklý u tekutin s vyšší viskozitou, které se pohybují malou rychlostí. Podle profilu proudění je patrné, že na stěnách je rychlost nulová. Maximální rychlost proudu je uprostřed rychlostního profilu. Střední rychlost proudu je jedna polovina maximální rychlosti proudu.



Obr. 30 Laminární proudění [4]

10.3. Turbulentní proudění

Turbulentní proudění je takové proudění, kde dochází k vzájemnému promíchávání částic proudu. Při tomto proudění vykonává každá částice vlastní pohyb a tím dochází ke vzniku vírů. Tímto typem proudění dochází, oproti laminárnímu proudění, k výraznému snížení tlaku ve směru proudu. Rychlostní profil turbulentního proudu je na obrázku (Obr. 31).



Obr. 31 Rychlostní profil turbulentního proudění [4]

T - jádro turbulentního proudu, M – turbulentní mezní vrstva, P – přechodová vrstva, L – laminární podvrstva

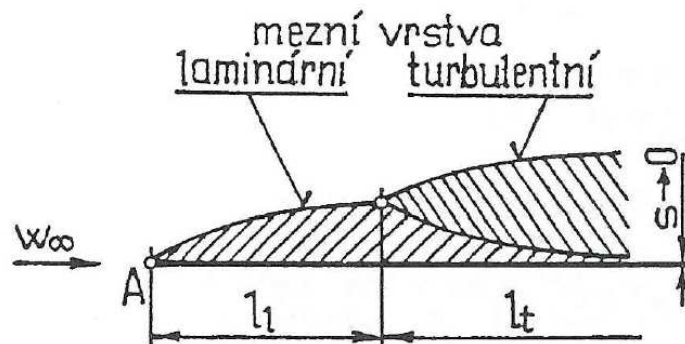
Z obrázku vyplývá, že gradient rychlosti je u stěny vyšší než v jiném místě profilu. Při turbulentním proudění vznikají flukтуаční turbulentní složky rychlosti v' . Tyto složky se u stěn utlumují a charakter proudění se blíží laminárnímu.

K odlišnému pohybu turbulentního proudění dochází i při obtékání těles nebo i na stěnách potrubí. Na těchto místech se pak turbulentní proudění mění na laminární. Tím

vzniká tzv. laminární podvrstva. Mezi touto vrstvou a úplným turbulentním prouděním je tzv. přechodová vrstva. Přechodová vrstva a laminární podvrstva tvoří turbulentní mezní vrstvu.

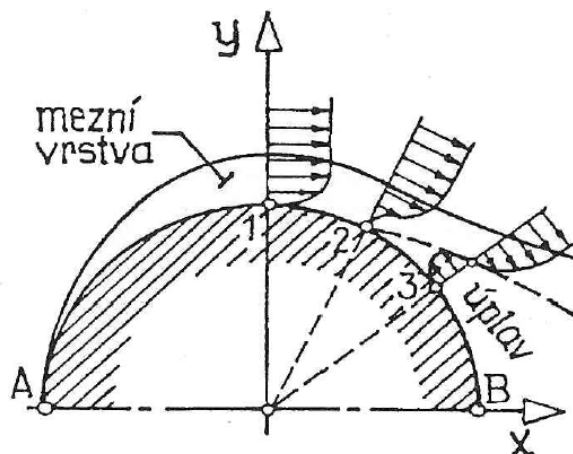
10.4. Mezní vrstva

Při turbulentním proudění dochází během obtékání tělesa k ulpívání kapaliny. Dochází tedy k tomu, že rychlost částice je v tomto bodě nulová. V tento moment jsou třecí síly stejně velké jako dynamické a část kinetické energie se nevratně přemění na teplo.



Obr. 32 Laminární a turbulentní mezní vrstva při odtrhnutí hrany [4]

Na obrázku (Obr. 32) je možné vidět mezní a turbulentní vrstvu. Na náběžné hraně A se odtrhne proud a vzniká laminární vrstva na délce l_l . Po této vzdálenosti proud přechází v turbulentní vrstvu, pod touto vrstvou však zůstává laminární podvrstva.



Obr. 33 Vznik úplavu při obtékání tělesa [4]

Při obtékání tělesa se kinetická energie proudu mění na tlakovou sílu. V místě 2 dojde k zastavení proudu, až do chvíle kdy se částice utrhnou, vznikne počátek úplavu. Poté v místě 3 nastane zpětné proudění. K odtrhnutí dojde ve chvíli, kdy tlaková síla je tak velká, že se zastaví částice, které se odtrhnou.

10.5. Fyzikální zákony proudění

10.5.1. Rovnice kontinuity

Vyjadřuje zákon zachování hmotnosti v tekutinách. Pro jednorozměrné proudění je popsána rovnicí:

$$\frac{\partial(\rho S v)}{\partial s} + \frac{\partial(\rho S)}{\partial t} = 0. \quad (16)$$

První člen rovnice vyjadřuje konvektivní a druhý lokální změnu hmotnosti. Při ustáleném proudění je druhý člen roven nule a rovnici tak můžeme zjednodušit na tvar rovnice (15), z které vyplývá, že hmotnostní tok v každém průřezu potrubí je konstantní.

$$\rho \cdot S_T \cdot v = Q_m = \text{konst.} \quad (17)$$

10.5.2. Eulerova rovnice hydrodynamiky

Jedná se o aplikaci druhého Newtonova zákona v hydrodynamice. Pro stlačitelné proudění tekutiny platí při zanedbání vnějších sil rovnice (18). První člen popisuje lokální zrychlení, druhý zrychlení konvektivní, vznikající při proudění kapaliny v potrubí s proměnným průřezem, které působí na zvolený objemový element dV .

$$\frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + (c \cdot \vec{V}) \vec{c} + \frac{1}{\rho} \cdot \vec{V} \rho = 0 \quad (18)$$

10.5.3. Bernoulliho rovnice

Vyjadřuje zákon zachování energie v tekutinách. Součet kinetické, tlakové a potenciální energie proudící tekutiny musí být roven nule, jak vyplývá z rovnice (19).

$$\frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot z = 0 \quad (19)$$

Pro proudění reálných tekutin v potrubí o různých průřezích platí rovnice (20), ve které jsou již zahrnuty také délkové a místní ztráty proudění E_z .

$$\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 = \frac{c_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 + E_z \quad (20)$$

10.6. Plnění válce

Při plnění válce vznikají pohyby, které jsou dané tvarem kanálů ventilu ale i tvarem spalovacího prostoru. Základní pohyby při plnění válce se nazývají Vtokový proud, Swirl a Tumble. Hlavním hodnotícím parametrem sacího kanálu je plnicí účinnost. Tlakové ztráty vzniklé při proudění kanálem vyjadřuje průtokový součinitel. Dalším důležitým

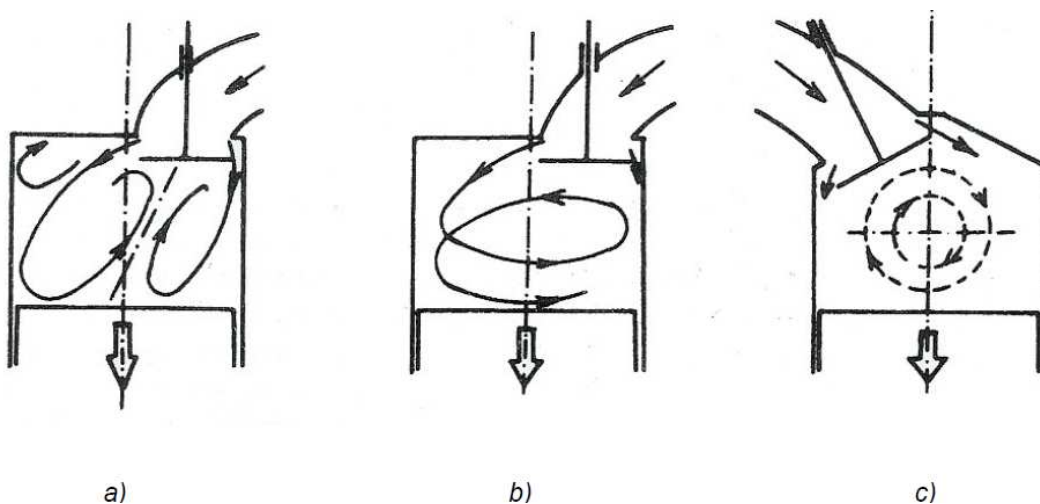
parametrem sacího kanálu je schopnost vytvořit rotaci náplně kolem osy válce, tato rotace je velmi důležitá pro vhodné rozložení náplně v objemu válce. [4]

10.6.1. Pohyb a víření směsi ve válci

Pohyb, vznikající na vtoku do válce při pohybu pístu do dolní úvratí se nazývá Vtokový proud (*Obr. 34 a*). Při tomto proudu vzniká na sedle ventilu prstencový vír, který je málo stabilní. Vír je ovlivňován polohou sacího kanálu a ventilu vůči stěně válce. [4]

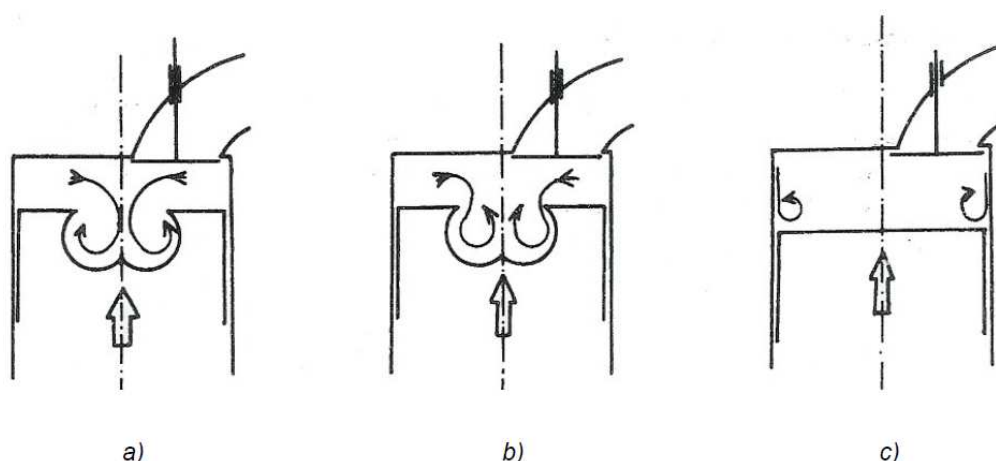
Tvar sacího kanálu má vliv na pohyb náplně ve válci, záměrně je tvarován tak, aby ve válci vznikla rotace náplně, tedy pohyb kolem osy válce (Swirl, tečná rotace). Tento pohyb ovlivňuje tvar kanálu před sedlem, tvar sedla a ventilu. Při pohybu pístu do horní úvratí tečná rotace postupně ustává. [4]

Dalším pohybem ve válci je Tumble, při tomto pohybu je osa rotace kolmá na osu válce. Tato rotace vzniká pod ventilem a při kompresním zdvihu je stabilnější než tečná rotace. [4]



Obr. 34 Základní pohyby náplně ve válci [4] a) Vtokový proud b) Swirl c) Tumble

Při pohybu pístu směrem k horní úvratí (kompresní zdvih) vznikají ve válci další pohyby náplně (*Obr. 35*), které jsou závislé na tvaru pístu. Je to především Radiální vír, který vyniká ve dně pístu a Koutový vír, ten vzniká při odtržení náplně od stěny válce. [4]



Obr. 35 Víry při kompresním zdvihu [4] a) Radiální vír b) Radiální vír c) Koutový vír

Při CFD simulaci nám základní představu o pohybu ve válci dávají proudnice. Výsledný pohyb ve válci nám dává součet všech těchto pohybů, které při pohybu pístu ve válci vznikají.

10.6.2. Průtokový součinitel

Průtokový součinitel se řadí mezi základní parametry kanálu a může vyjadřovat i vlastnost celého sacího systému. Tento součinitel vyjadřuje tlakové ztráty při proudění náplně sacím kanálem. Průtokový součinitel spočítáme jako podíl skutečného průtočného množství a teoretického množství (21). [4]

$$\mu = \frac{m}{m_T} = \frac{Q_s}{Q_T} \quad (21)$$

Pro analytické vyjádření použijeme Bernoulliho rovnici, pro zjednodušení můžeme zanedbat potenciální energii. Protože Bernoulliho rovnice je rovnice energie proudu, musíme odečíst ztráty, které vznikají při výtoku do válce nebo při proudění po délce kanálu. Obdržíme tak Bernoulliho rovnici ve tvaru:

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \frac{\Delta p}{\rho} - \Delta Z = 0, \quad (22)$$

kde ΔZ vyjadřuje ztráty při proudění

$$\Delta Z = \sum \xi_i \cdot \frac{v_2^2}{2}. \quad (23)$$

Při proudění v sacím kanále můžeme uvažovat vtokovou rychlost v_I za nulovou $v_I=0$. Upravením základního tvaru Bernoulliho rovnice a dosazením úprav dostaneme pro výtokovou rychlost vztah:

$$v = v_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum \xi_i}} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \varphi \cdot v_T, \quad (24)$$

kde φ - je rychlostní součinitel, který vyjadřuje úbytek kinetické energie na výtoku vlivem ztrát

v_T - vyjadřuje výtokovou rychlost bezztrátového průtoku.

Průtok kanálem také ovlivňuje součinitel kontrakce. Je to poměr mezi skutečným průřezem kanálu geometrickým průřezem kanálu

$$\varepsilon = \frac{S_s}{S_v}, \quad (25)$$

kde S_s - je roven skutečnému průřezu ve výtokovém otvoru

S_v - geometrický průřez kanálu.

Dosazením součinitelů do rovnice kontinuity vyjádříme skutečné hmotnostní množství

$$\dot{m} = \varepsilon \cdot S_v \cdot \rho \cdot v_T. \quad (26)$$

Plocha S_v vystupující v rovnici pro skutečný průtok (25) je plocha tvořená sedlem ventilu. Při otevírání ventilu vzniká mezi ventilem a sedlem mezera. Tato mezera uzavírá výtok, proto ještě dodatečně zaškrcuje průtok, pak skutečná průtočná plocha je funkcí úhlu sedla ventilu a sedla při okamžitém zdvihu ventilu. Součinitel uzavření σ rovnice (27), by se musel stanovit pro každou situaci v daný moment, proto uzavírací číslo stanovíme jako poměr dvou ploch, tedy válcové plochy mezi ventilem a sedlem a plochy kanálu v místě vnitřního sedla. Při výpočtu neuvažujeme vliv dříku ventilu.

$$\sigma = \frac{S_v}{S_k} = \frac{\pi \cdot d_v \cdot h \cdot 4}{\pi d_v} = \frac{4h}{d_v} \quad (27)$$

11. Porovnání analytického výpočtu s 3D simulací proudění

Abych si ověřil správné nastavení CFD simulace proudění, porovnal jsem ji s obecně známými vzorci proudění. U simulace jsem sledoval spočítané hodnoty a porovnával jsem je s analytickými výsledky.

11.1. Model proudění a okrajové podmínky

Pro porovnání jsem zvolil jednoduchou rovnou trubku s kruhovým průřezem. Tento profil jsem si zvolil záměrně kvůli jednoduchosti výpočtu. Průměr trubky D byl 40 mm a délka l 800 mm. Pro výpočet jsem uvažoval vzduch o teplotě 20°C s konstantní hustotou. Při výpočtu jsem neuvažoval přestup tepla, který by ovlivňoval hustotu vzduchu. Zadal jsem pouze okrajové podmínky tlakový spád mezi vstupem a výstupem a model turbulentního proudění. Materiál a tloušťku stěn jsem neuvažoval.

11.2. Analytický výpočet proudu

Pro analytický výpočet jsem použil tyto okrajové podmínky.

Atmosférický tlak	101325 Pa
Teplota	0°C – 273K
Dynamická viskozita vzduchu	$17,1 \cdot 10^{-6}$ Pa.s
Kinematická viskozita vzduchu	$13,3 \cdot 10^{-6}$ m ² .s ⁻¹
Hustota vzduchu	1,2959 kg.m ⁻³
Vstup (relativní tlak)	0 Pa
Výstup (relativní tlak)	-5000 Pa

Tab. 10 Okrajové podmínky a vlastnosti plynu

Průměr D	40 mm
Délka l	800 mm
Objem	$1,0053 \cdot 10^6$ mm ³
Plocha průřezu	1256,63 mm ²

Tab. 11 Parametry trubky

Nejprve si určíme rychlost proudění, rychlost vypočteme ze základního tvaru Bernoulliho rovnice (18). Vzhledem k nulovým rozdílným výškám h , můžeme potenciální energii v rovnici zanedbat. Dále označíme tlak p_1 za tlak celkový (tedy nulový) a rychlost

na vstupu $v_1=0$. Tlak p_2 jako tlak na výstupu a rychlost v_2 jako rychlost na výstupu. Obdržíme tak upravený tvar Bernoulliho rovnice, kde rozdíl tlaků $p_1 - p_2$ nám dá dynamický tlak vyjádřený mezi vstupem a výstupem. Rychlost proudění spočítáme podle

$$v = v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot p_d}{\rho}}, \quad (28)$$

kdy po dosazení vypočteme

$$v = \sqrt{\frac{10000}{1,2959}} = 91,2 \frac{m}{s}. \quad (29)$$

Dále je potřeba vypočítat Reynoldsovo číslo, které nám určí, zdali se jedná o turbulentní proudění. Pro vypočtení čísla Re je nutná střední rychlost, kterou určíme z funkce, která nám určuje matematický zápis rychlostního profilu turbulentního proudění. Funkce dobře funguje ve středu profilu, v mezní vrstvě a v oblasti blízko stěny, kde se předpokládá laminární podvrstva, tato funkce selhává.

$$v = v_{max} \cdot \left(\frac{y}{R}\right)^n, \quad (30)$$

kde y - představuje vzdálenost od stěny potrubí

n - je funkcí Reynoldsova čísla Re

R - je poloměr trubice.

Teoretická střední rychlost turbulentního proudění je přibližně rovna 85% maximální rychlosti proudu (28). Při laminárním proudění je rovna 50% maximální rychlosti.

$$v_s = (0,82 - 0,87) \cdot v_{max}. \quad (31)$$

Pro vypočtení teoretické střední rychlosti jsem si zvolil hodnotu 0,85. Po dosazení dostaneme hodnotu střední rychlosti, kterou potřebujeme pro výpočet Reynoldsova čísla. Reynoldsovo číslo vypočteme dle rovnice (33).

$$v_s = 0,85 \cdot 91,2 = 77,52 \frac{m}{s} \quad (32)$$

$$Re = \frac{v_s \cdot l}{\nu} = \frac{77,52 \cdot 0,8}{13,3 \cdot 10^{-6}} = 4,662 \cdot 10^6. \quad (33)$$

Z hodnoty Reynoldsova čísla je zřejmé, že jde o turbulentní proudění. Rovnice poměru střední a maximální rychlosti vychází z integrálního tvaru rovnice pro objemový průtok. Po rozepsání a úpravě obdržíme rovnici (34).

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot v_{\max}}{(n+2) \cdot (n+1)} = \pi \cdot R^2 \cdot v_s \quad (34)$$

ze které můžeme vyjádřit poměr střední a maximální rychlosti m :

$$m = \frac{v_s}{v_{\max}} = \frac{2}{(n+2) \cdot (n+1)}. \quad (35)$$

Podle experimentů připadá pro rozsah Reynoldsova čísla $8 \cdot 10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$ exponent $n=0,125$ a poměr rychlostí $m=0,837$. Z takto určených hodnot můžeme přesněji stanovit střední hodnotu rychlosti a následně hmotnostní a objemový průtok.

$$v_s = m \cdot v_{\max} = 0,837 \cdot 91,2 = 76,334 \frac{m}{s}. \quad (36)$$

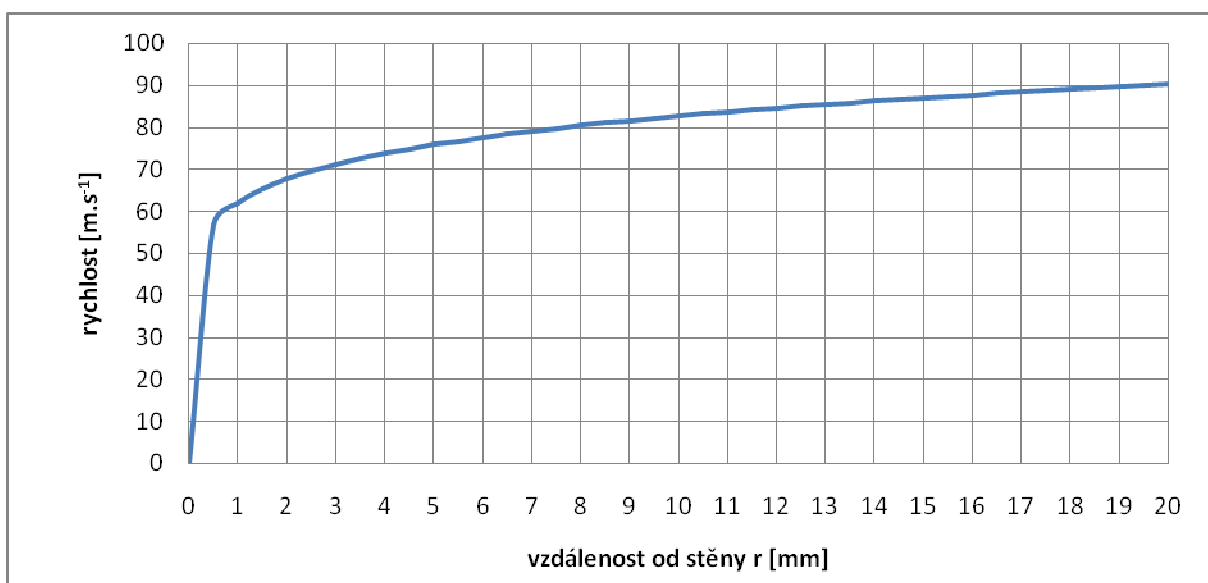
Objemový průtok:

$$Q = S \cdot v_s = \pi \cdot R^2 \cdot v_s = \pi \cdot 0,02^2 \cdot 76,33 = 0,0959 \frac{m^3}{s} \quad (37)$$

Hmotnostní průtok:

$$Q_m = Q \cdot \rho = 0,0959 \cdot 1,2959 = 0,1243 \frac{kg}{s}. \quad (38)$$

Rychlostní profil teoretického výpočtu turbulentního proudění je zobrazen na grafu. Výpočet byl pro rozsah vzdálenosti od stěny $r = (0 - 20)$ mm, krok jsem zvolil 0,5 mm.

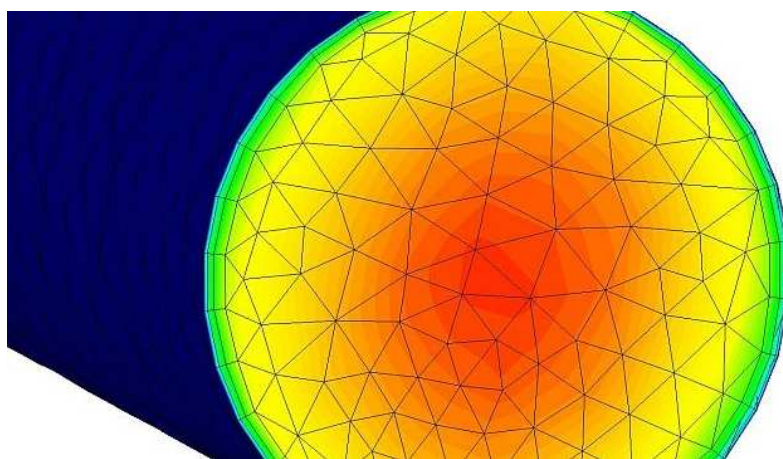


Graf 19 Rychlostní profil proudění při analytickém řešení

11.3. CFD simulace

11.3.1. Sít'ování modelu

Sít' jsem vytvořil v programu ICEM CFD. Velikost elementu jsem nastavil na 10 mm. Na vstupu a výstupu jsem sít' zhuštil na 5 mm.



Obr. 36 Sít' modelu porovnávací trubice

11.3.2. Okrajové podmínky a nastavení CFD Simulace

Podobně jako u analytického výpočtu je třeba stanovit okrajové podmínky, které je nutno nastavit před spuštěním simulace. Při simulaci jsem vycházel z počátečních okrajových podmínek analytického řešení, kdy jsem jeden konec modelu trubky označil

jako vstup a druhý konec jako výstup. Model trubky tvořil objem vzduchu, proto jsem neuvažoval materiál trubky, tloušťku stěny a drsnost povrchu.

Vstup (relativní tlak)	0 Pa
Výstup (relativní tlak)	-5000 Pa

Tab. 12 Nastavení tlaků CFD simulaci

Médium	Vzduch (při 15°C)
Hustota	$1,2959 \text{ kg.m}^{-3}$
Dynamická viskozita	$17,1 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s}$
Plynová konstanta	$287,05 \text{ m}^2.\text{s}^{-2}.\text{K}^{-1}$
Teplota	288,15 K

Tab. 13 Vlastnosti média CFD simulace

Model proudění	laminární
Přestup tepla	neuvažován
Stlačitelnost	nestlačitelné

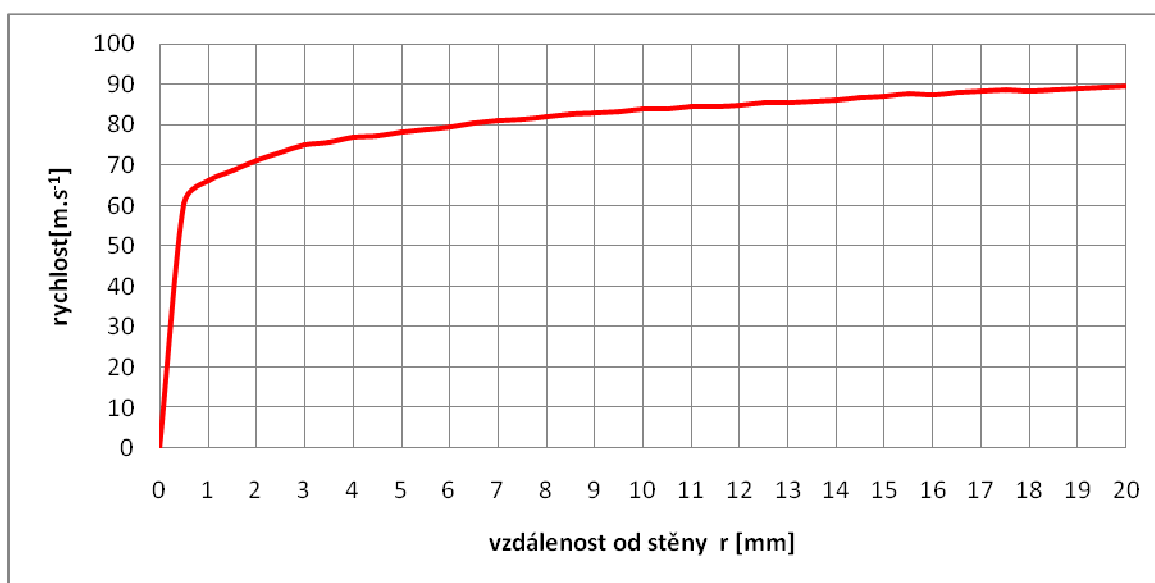
Tab. 14 Nastavení modelu proudění

11.3.3. Výpočet a výsledky simulace

Výpočet jsem spustil na 3000 iteraci a zároveň jsem nastavil funkci pro hlídání konvergence, která má vlastní systémově nastavené podmínky ukončení výpočtu. Tyto podmínky jsou po dobu výpočtu při každé iteraci kontrolovány a v případě, že jsou nastavené odchylky splněny, tak automaticky výpočet ukončí.

Hmotnostní průtok	$0,1314 \text{ kg.s}^{-1}$
Objemový průtok	$0,1014 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$
Střední rychlost v_s	$80,73 \text{ m.s}^{-1}$
Maximální rychlost v_{max}	$89,54 \text{ m.s}^{-1}$

Tab. 15 Výsledky CFD simulace



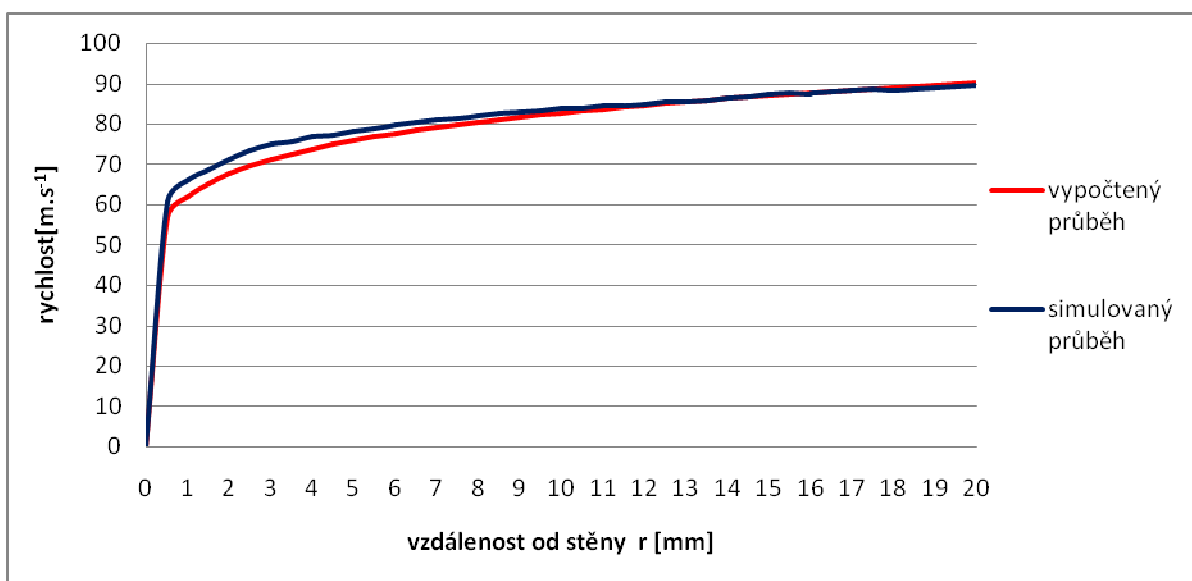
Graf 20 Rychlostní profil proudění při CFD simulaci

11.4. Zhodnocení porovnání

Porovnáním se dokázalo, že analytické řešení je velmi podobné CFD simulaci a to i přesto, že jsem vycházel z jednoduchého analytického výpočtu za použití základních rovnic. Rozhodujícím faktorem pro přesnost je síť, při síťování trubice je síť velmi jednoduchá, provedl jsem pouze zhuštění v oblasti vstupu a výstupu. Ovšem při síťování složitějších prvků, např. sacího kanálu je nutno rozvážně volit velikost elementu, zejména kolem sedel ventilu.

Veličina	Analytické řešení	CFD simulace
Maximální rychlost	91,2 m.s ⁻¹	89,54 m.s ⁻¹
Střední rychlost	76,334 m.s ⁻¹	80,73 m.s ⁻¹
Objemový tok	0,959 m ³ .s ⁻¹	0,1014 m ³ .s ⁻¹
Hmotnostní tok	0,1243 kg.s ⁻¹	0,1314 kg.s ⁻¹

Tab. 16 Porovnání analytického výpočtu a CFD simulace



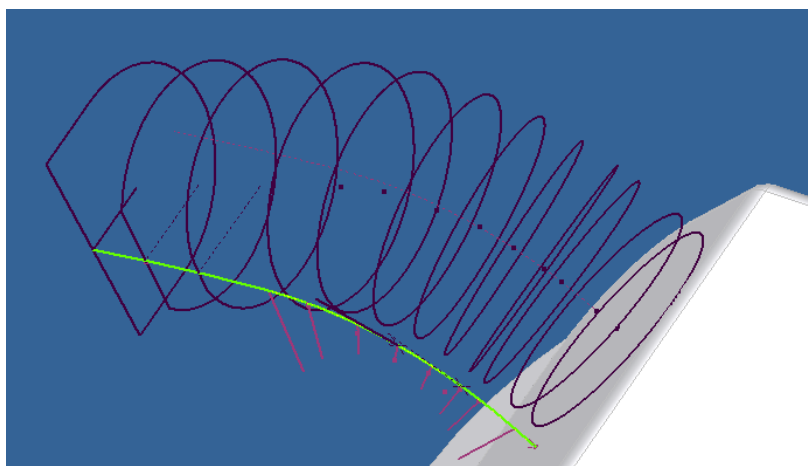
Graf 21 Porovnání rychlostního profilu analytického řešení a CFD simulace

12. 3D simulace proudění sacím traktem

Při vytváření modelu, jsem zvolil původní rozměry kanálů (36/26,5) a již upravené, kratší potrubí. Tuto variantu jsem zvolil pro kontrolu hmotnostních toků v potrubí a zjištění ztrátových koeficientů C_f .

12.1. Tvorba 3D modelu proudění

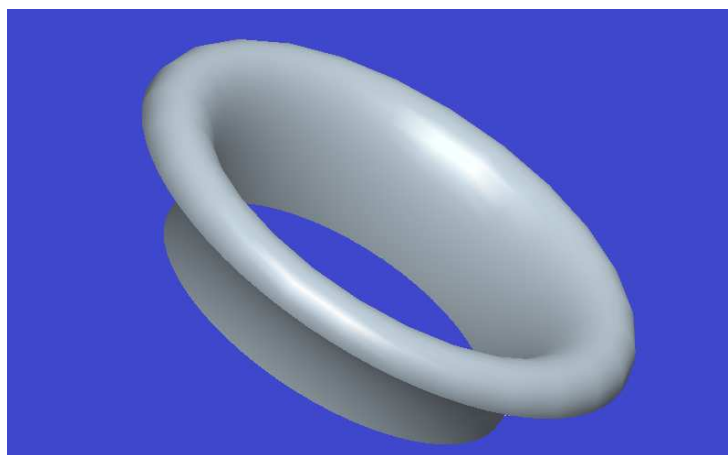
Model proudění byl vytvářen v programu Autodesk INVENTOR. Model kanálů jsem vytvořil tak, že jsem si nejdříve změřil a vytvořil střednici (zelená čára). Na tuto střednici jsem po té udělal pomocné roviny. Tyto roviny jsem zhustil směrem k sedlu ventilu, protože jsem při studování úprav zjistil, že v těchto místech je nejvíce ovlivňováno proudění sedlem ventilu. Proto jsem zde vytvořil více pracovních rovin pro další změny (Obr. 37).



Obr. 37 Vytváření kanálu

Jednotlivé řezy jsem spojil pomocí funkce Loft, stejně tak i potrubí od klapky k hlavě. Druhý kanál jsem ozrcadlil. Další prvky modelu jsem vytvářel pomocí tažení. Objem ventilů jsem pak odečetl od objemu vzduchu, ventily jsem vytvořil pomocí rotace. Stejně jako objem ventilů jsem odečetl objem klapky.

Při modelování jsem upravil i vtok do sacího potrubí, který jsem namodeloval jako čtvrtinu elipsy o rozměru hlavní poloosy 20 mm a vedlejší 10 mm. Na konci elipsy je pak poloměr $r=5$ mm. Upravený vstup je pak na obrázku.



Obr. 38 Upravený bezztrátový vstup

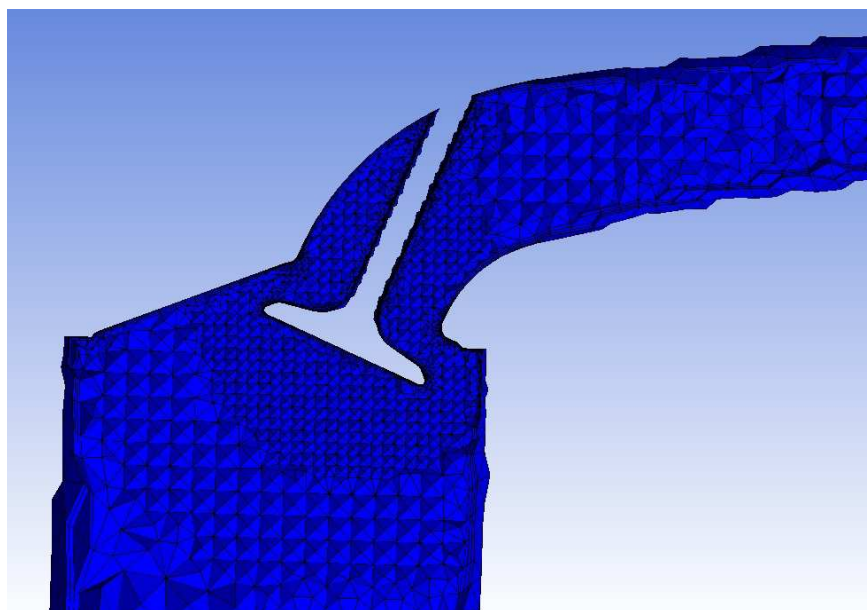
Celý model zkušební trati je pak na nadcházejícím obrázku. Pro ustálení proudění jsme museli prodloužit válec a to na hodnotu 200 mm a na vstupu vytvořit pomocný objem ve tvaru půlkoule o poloměru 100 mm.



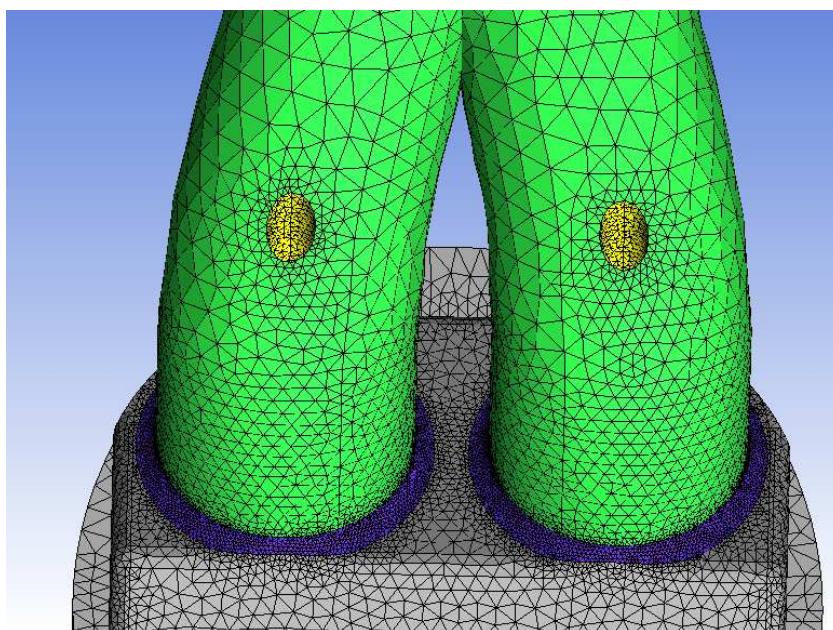
Obr. 39 Model celé zkušební trati

12.2. Síťování modelu

Síť modelu jsem vytvářel v programu ICEM CFD. Opět bylo vhodné síť zhustit v oblasti sedel ventilů. Toto zhuštění jsem provedl pomocí funkce Density, kde jsem vytvořil dvě kulové plochy, kde byla síť hustší, vše je patrné na obrázku (Obr. 40).



Obr. 40 Zhuštění sítě v oblasti ventilových sedel



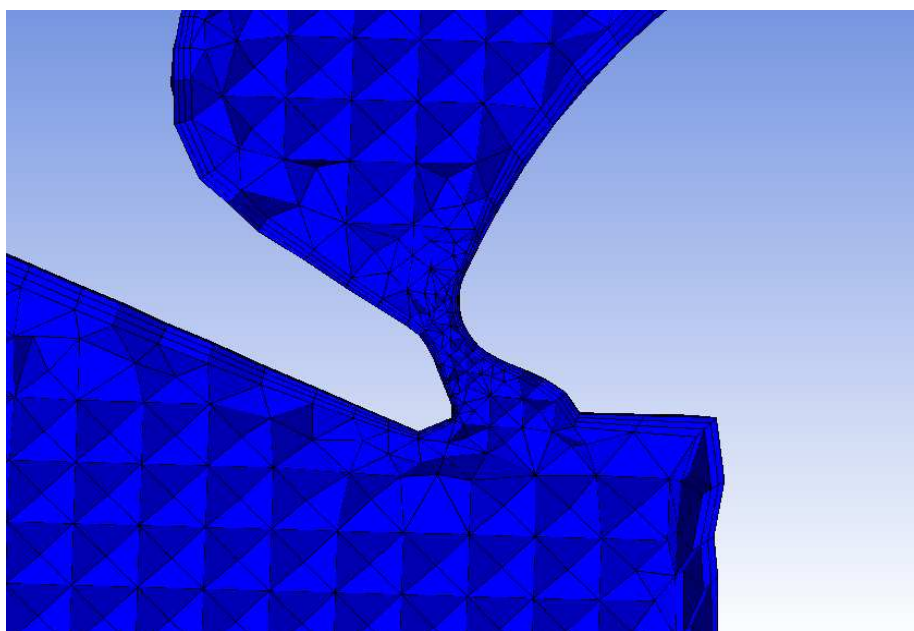
Obr. 41 Sít u ventilových sedel

Stejnou funkci nyní však zředění jsem aplikoval i v oblasti válce, kde jsem již nepotřeboval tak hustou síť. I přes tato opatření jsem stejně musel nastavit velikost sítě na několika jednotlivých elementech, tam kde již bylo nastaveno nastavením sítě, jsem nedával hodnotu maximální velikosti elementu.

part ▲	prism	hexa-core	max size	height	height ratio	num layers
CREATED_MATERIAL_15	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>				
DRIK_VENTILU	<input checked="" type="checkbox"/>		0	0	0	0
INLET	<input type="checkbox"/>		20	0	0	0
KANAL	<input checked="" type="checkbox"/>		5	0	0	0
KLAPKA	<input checked="" type="checkbox"/>		0	0	0	0
NATRUBEK	<input checked="" type="checkbox"/>		0	0	0	0
OUTLET	<input type="checkbox"/>		0	0	0	0
PART_1_EDGE	<input checked="" type="checkbox"/>		0	0	0	0
SEDLA	<input checked="" type="checkbox"/>		0.5	0	0	0
SPALOVAK	<input checked="" type="checkbox"/>		0	0	0	0
VALEC	<input checked="" type="checkbox"/>		0	0	0	0
VENTILY	<input checked="" type="checkbox"/>		0	0	0	0
VENTILY_SEDLO	<input checked="" type="checkbox"/>		0.5	0	0	0

Obr. 42 Tabulka s nastavením hodnot sítě

Po vytvoření objemové sítě jsem ještě musel vytvořit prismata na plochách, kde dochází ke vzniku mezní vrstvy. Prvky na kterých jsou vytvořená prismata, jsou na obrázku (Obr. 42) v prvním sloupci zaškrtnutá. Prismata jsem vytvořil tak, že jsem nejprve vytvořil jednu vrstvu prismat a tu pak rozdělil na tři jednotlivé vrstvy s rostoucím poměrem 1,2. Program umožňuje i vytvoření tří vrstev najednou, toto však bylo pro mě nevýhodné, protože vytvořením tří vrstev najednou by pak byla mezní vrstva příliš vysoká. To by nám v sedle při malém zdvihu způsobovalo nepřesnost výsledku. Minimální velikost mezní vrstvy v sedle ventilu při zdvihu 1,7 mm je pak vidět na obrázku níže.



Obr. 43 Prismata v mezní vrstvě

Pro různé zdvihy jsem vždy posunul talíř ventilu přímo v programu Icem CFD. Vzniklou mezeru mezi dříkem a talířem jsem vyplnil novou plochou. Mohl bych měnit

zdvih ventilu přímo v modelovacím programu Inventor, kde jsem vytvářel původní model, to by bylo však časově náročné, protože bych vždy musel nastavovat síť pro každý model zvlášť. Po vysítování sítě elementy byl počet elementů okolo 700 tisíc.

12.3. Nastavení a spouštění CFD simulace

Nastavení proudění a simulace byla prováděna v programu Fluent. Hodnoty nastavení jsou uvedeny v následující tabulce.

Veličina	Hodnota
Vstup (relativní tlak)	0 Pa
Výstup (relativní tlak)	-5000 Pa
Teplota na vstupu	15°C
Médium	Vzduch
Hustota	$\rho=f(p)$
Viskozita	$1,817 \cdot 10^{-5} \text{ W} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Stlačitelnost	$c_p/c_v = 1,4$
Typ proudění	Stlačitelné
Model proudění	k-Epsilon – Standard

Tab. 17 Nastavení okrajových podmínek výpočtu

Výpočet se spustí po inicializaci a zadání počtu iterací. Výpočet jsem inicializoval zadáním rychlosti $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ve směru normály na výstupu z válce. Počet iterací jsem nastavil na 3000. Dále jsem nastavil monitorování hmotnostního toku na výstupu a nastavil jsem automatické ukončení výpočtu při ustálení hmotnostního toku.

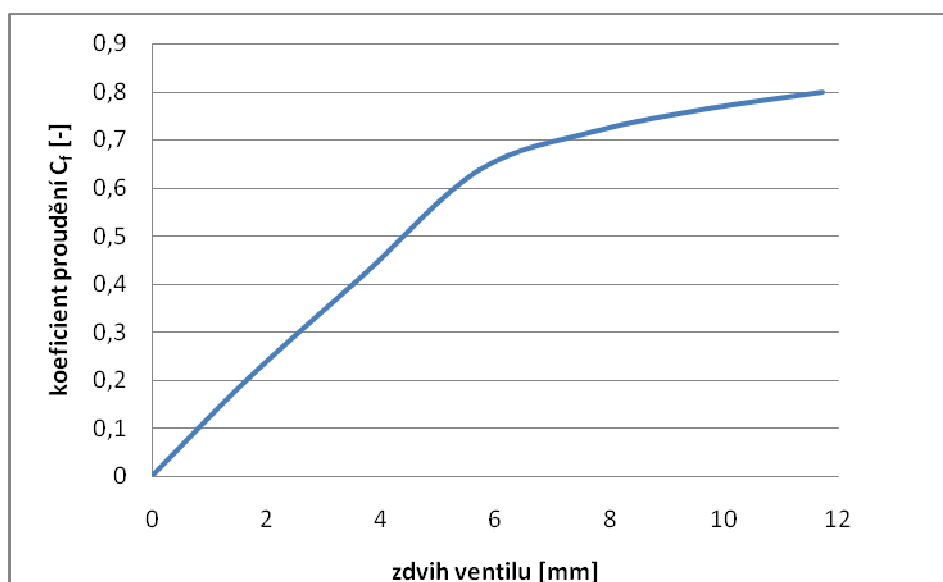
Po dokončení simulace jsem přepnul v panelu SOLUTION CONTROLS na Second Order Upwind a opět jsem nechal ustálit hmotnostní tok.

12.4. Zhodnocení výsledků CFD simulace

Po skončení CFD simulace jsem všechny vypočítaná data zapsal do programu Microsoft Excel. Všechny hodnoty hmotnostních toků jsem odečetl z roviny výstupu z válce. Koeficient proudění jsem vypočetl z rovnice (13), s tím že teoretickou rychlost jsem počítal z rovnice (29). Hodnoty jednotlivých hmotnostních toků a koeficientů proudění v závislosti na zdvihu jsou v tabulce níže.

Zdvih [mm]	Hmotnostní tok skutečný [kg.s ⁻¹]	Objemový tok skutečný [m ³ .s ⁻¹]	Objemový tok teoretický [m ³ .s ⁻¹]	Teoretická rychlost [m.s ⁻¹]	C _f [-]
1,7	0,02533	0,020593	0,099549	90,167	0,207
3,7	0,051478	0,041852	0,099549	90,167	0,421
5,7	0,07776	0,06322	0,099549	90,167	0,636
7,7	0,08766	0,071268	0,099549	90,167	0,717
9,7	0,093432	0,075961	0,099549	90,167	0,764
11,7	0,0977	0,079431	0,099549	90,167	0,799

Tab. 18 Výsledky CFD simulace a koeficientů proudění



Graf 22 Závislost koeficientu proudění na zdvihu ventilu

12.5. Zpětné proudění

Program Lotus Engine Software umožňuje zadat koeficienty proudění jak v přímém, tak ve zpětném směru, kdy je směs vytlačovaná zpět do sacího potrubí. Proto bylo vhodné zjistit hodnoty koeficientu proudění i ve zpětném směru. Pro změnění proudění jsem pouze přepsal před vysíťováním název jméno prvku inlet na outlet a obráceně.

Nastavení a spuštění simulace jsem provedl stejně jako při přímém proudění. Objevil se však při CFD simulaci problém, kdy docházelo ke zpětnému proudění na

výstupu, a simulace selhala. Proto jsem musel upravit původní model a to tak, že jsem sací trakt zkrátil hned za klapkou, tím že jsem odstranil původní prvek inlet a bezztrátový vstup. Upravená zkušební trať je pak na obrázku níže.

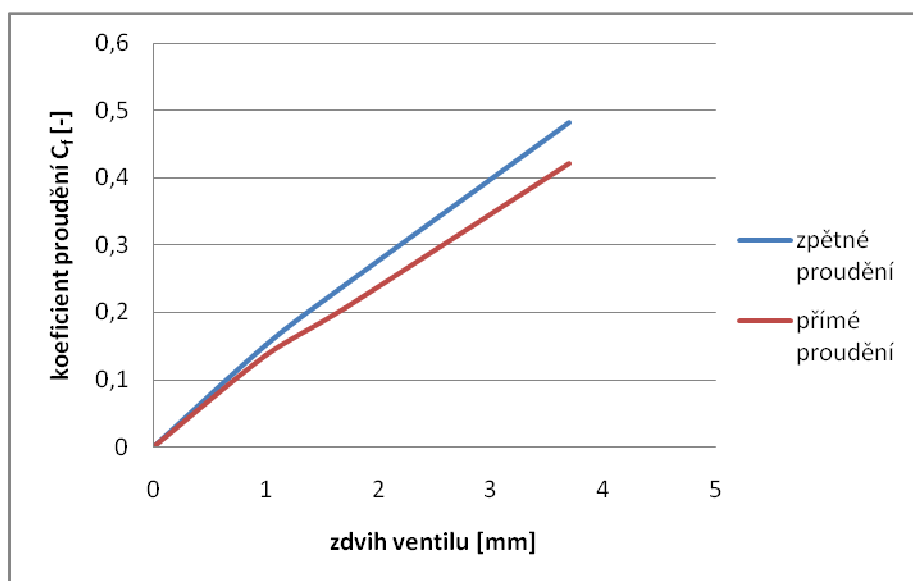


Obr. 44 Upravená zkušební trať pro zpětné proudění

Pro zpětné proudění jsem použil stejné nastavení CFD simulace a stejný postup jako při přímém proudění. Nedělal jsem simulace pro všechny zdvihy, protože zpětné proudění nastává pouze při malých zdvizech. Hodnoty hmotnostních toků a koeficientů proudění jsou opět v tabulce níže.

Zdvih [mm]	Hmotnostní tok skutečný [kg.s ⁻¹]	Objemový tok skutečný [m ³ .s ⁻¹]	Objemový tok teoretický [m ³ .s ⁻¹]	Teoretická rychlost [m.s ⁻¹]	C _f [-]
1	0,01471	0,01205	0,099549	90,167	0,121
1,7	0,02930	0,02402	0,099549	90,167	0,241
3,7	0,05844	0,04790	0,099549	90,167	0,482

Tab. 19 Výsledky CFD simulace při zpětném proudění



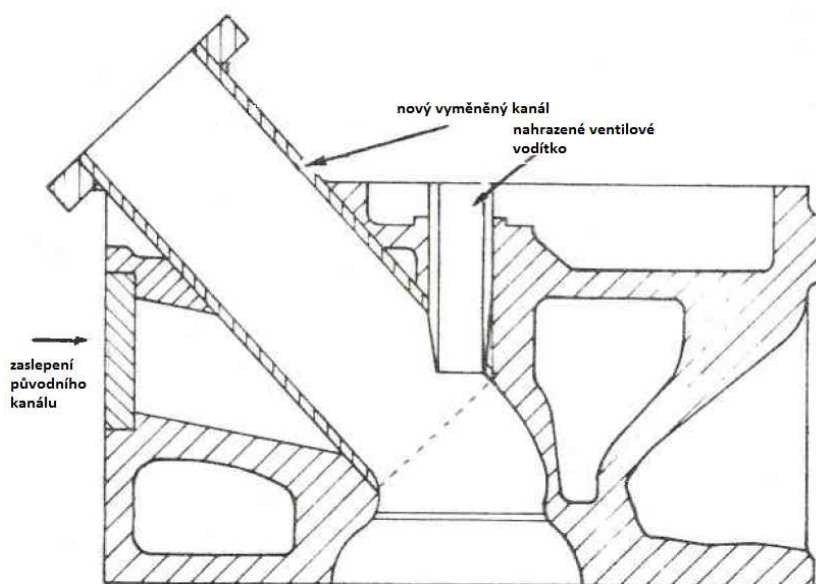
Graf 23 Srovnání koeficientů proudění pro přímé a zpětné proudění při malých zdvích

Z grafu (Graf 23) je patrné, že pro zpětné proudění vychází koeficienty proudění lépe než pro přímé proudění. Je to způsobeno nejspíše tím, že při přímém proudění vstupuje vzduch do velkého objemu válce a ve válci vznikají víry, které způsobí hydrodynamické ztráty. Rozdíl může také dělat odstranění bezztrátového vstupu při zpětném proudění, kde dochází při přímém proudění také k určitým ztrátám.

13. Návrh optimalizace sacího traktu

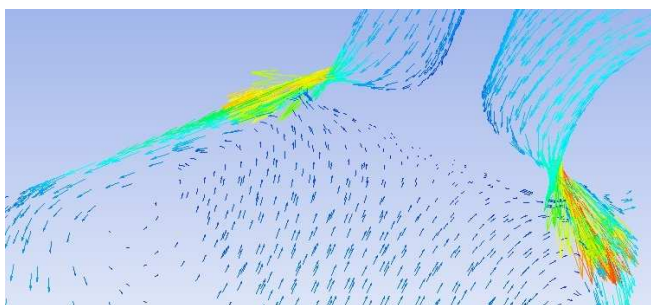
Sací kanál, se kterým jsem počítal, již není sériový, ale upravený. Tudíž jsou na něm provedeny změny, které by měly snižovat hydrodynamické ztráty. Jsou to zejména rozvětvení kanálu v hlavě válce, zarovnání kanálu okolo dřívku ventilu, sedlo ventilu, které je vytvořeno rádiusovou frézou $R=2\text{ mm}$. Tyto úpravy si myslím, že jsou již docela postačující.

Jediné, co by mohlo pomoci zlepšit proudění je napřímit kanál před ventilovým sedlem. Toto si myslím, že by mohlo pomoci zlepšit proudění zejména při vyšších zdvizích, kdy hlavní proud jde téměř přímo a není využit celý obvod ventilu. Tato úprava by však byla velmi náročná a vyžadovala by nejspíše změnu původního kanálu a vytvoření nového (Obr. 45) nebo celý nový odlitek hlavy.



Obr. 45 Nahrazení původního kanálu novým pro zlepšení proudění do válce

Z výsledku CFD simulace (Obr. 46) vyplynulo, že při malém zdvihu dochází k proudění na stěnu spalovacího prostoru. Toto proudění je způsobeno hlavně tvarem ventilu, protože sací ventil je již v původní variantě upraven ze sériového, napadlo mě, že bych mohl zkusit ventil méně upravit a přiblížit jej více ventilu sériovému. Dále jsem zvětšil rádius přechodu mezi dosedací plochou a zešikmenou plochou. Porovnání původního a optimalizovaného ventilu je na obrázku (Obr. 47).



Obr. 46 Znáznornění průběhu rychlostí pomocí vektorů (zdvih 1,7 mm)



Obr. 47 Porovnání původního ventilu (vlevo) a optimalizovaného (vpravo)

Ostatní části sacího traktu jsem ponechal původní.

13.1. CFD simulace optimalizovaného potrubí

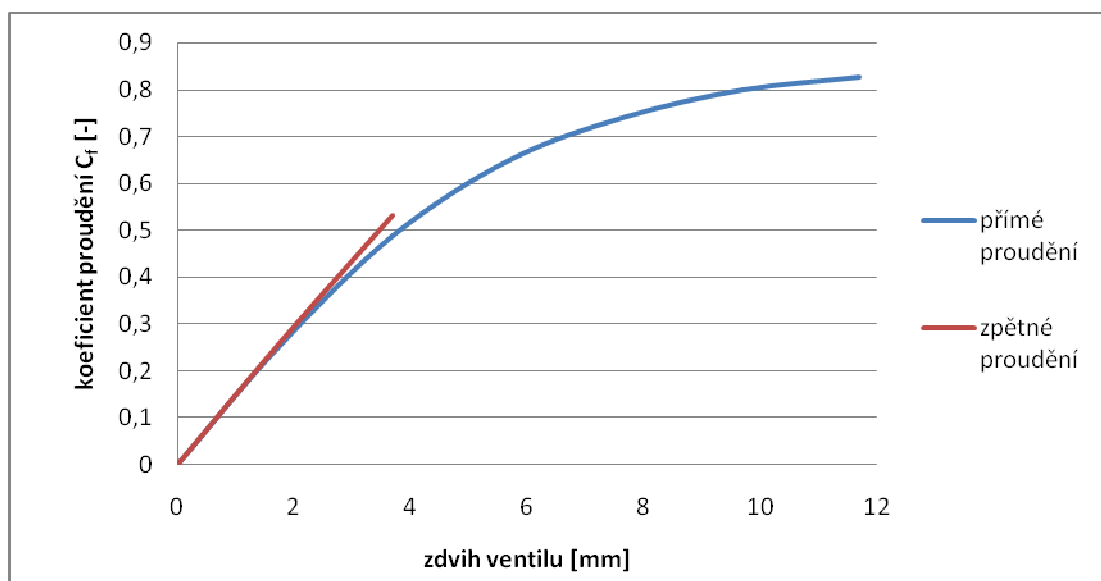
Při síťování a CFD simulaci jsem ponechal všechna nastavení původní sítě i původní simulace. Musel jsem ovšem nastavit celou síť znovu protože byl nový celý model. Opět jsem vytvořil několik zdvihů ventilů. Výsledky CFD simulace a srovnání s původní variantou potrubí jsou v tabulkách níže.

Zdvih [mm]	Hmotnostní tok skutečný [kg.s ⁻¹]	Objemový tok skutečný [m ³ .s ⁻¹]	Objemový tok teoretický [m ³ .s ⁻¹]	Teoretická rychlost [m.s ⁻¹]	C _f [-]
1,7	0,030436	0,024745	0,099549	90,167	0,249
3,7	0,059641	0,048488	0,099549	90,167	0,488
5,7	0,079553	0,064678	0,099549	90,167	0,650
7,7	0,090713	0,073750	0,099549	90,167	0,742
9,7	0,097675	0,079410	0,099549	90,167	0,798
11,7	0,010139	0,082227	0,099549	90,167	0,827

Tab. 20 Výsledky CFD simulace optimalizované provedení

Zdvih [mm]	Hmotnostní tok skutečný [kg.s ⁻¹]	Objemový tok skutečný [m ³ .s ⁻¹]	Objemový tok teoretický [m ³ .s ⁻¹]	Teoretická rychlost [m.s ⁻¹]	C _f [-]
1	0,018474	0,015019	0,099549	90,167	0,151
1,7	0,031064	0,025255	0,099549	90,167	0,253
3,7	0,065145	0,052964	0,099549	90,167	0,533

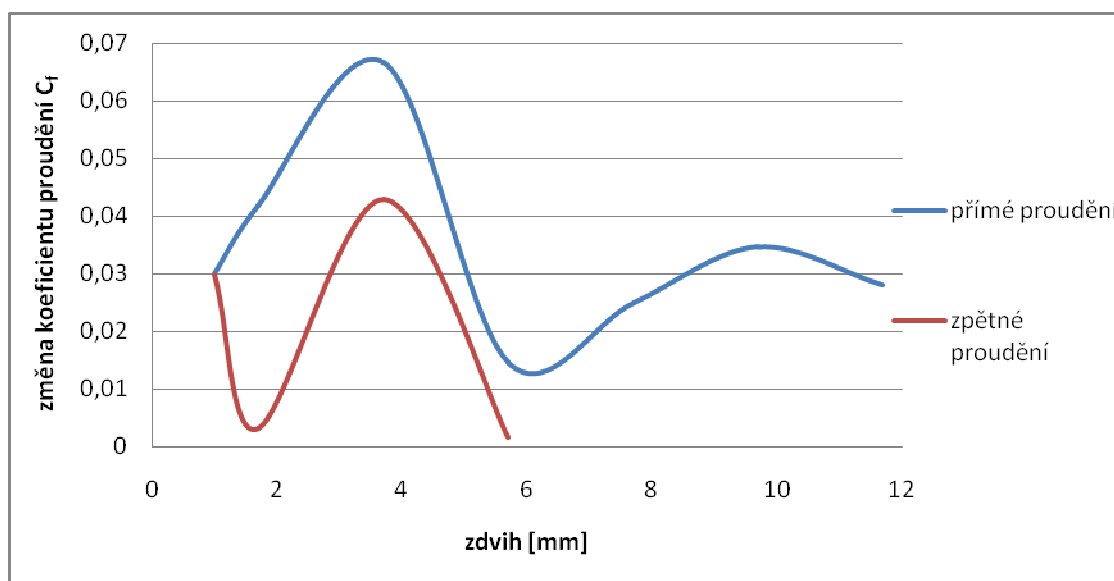
Tab. 21 Výsledky CFD simulace optimalizovaného provedení při zpětném proudění



Graf 24 Závislost koeficientů proudění optimalizovaného proudění na zdvihu ventilu

13.2. Zhodnocení optimalizace

Jak je již vidět z předchozích tabulek a grafů došlo při všech zdvizech ke zvýšení hmotnostních toků a koeficientů proudění jak v přímém, tak bohužel i při zpětném proudění, ovšem při zpětném proudění nedošlo k tak výraznému zlepšení jako při přímém. Přesto si myslím, že se dosáhlo značného zlepšení, zejména při malých zdvizech. Při vyšších zdvizech již není zlepšení tak zřetelné. Při vyšších zdvizech je, myslím si, proudění hodně ovlivňováno ohybem kanálu před sedlem ventilu, tento ohyb je poměrně ostrý. Porovnání původních koeficientů proudění a optimalizovaných je v následujícím grafu.

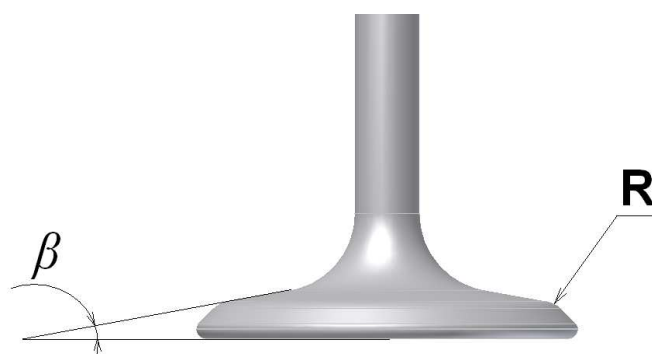


Graf 25 Změna koeficientu proudění optimalizované varianty oproti původní

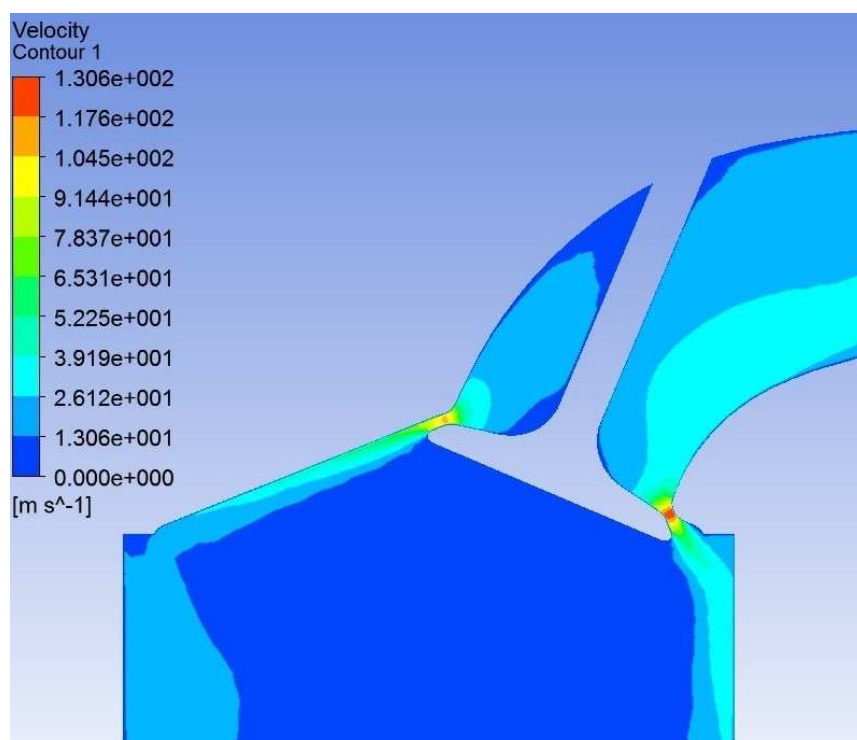
13.3. Porovnání průběhu rychlostí na sedle ventilu

Pro porovnání jsem zvolil zdvihy 1,7, 3,7 a 9,7 mm. Při těchto zdvizích jsou největší rozdíly v koeficientech proudění.

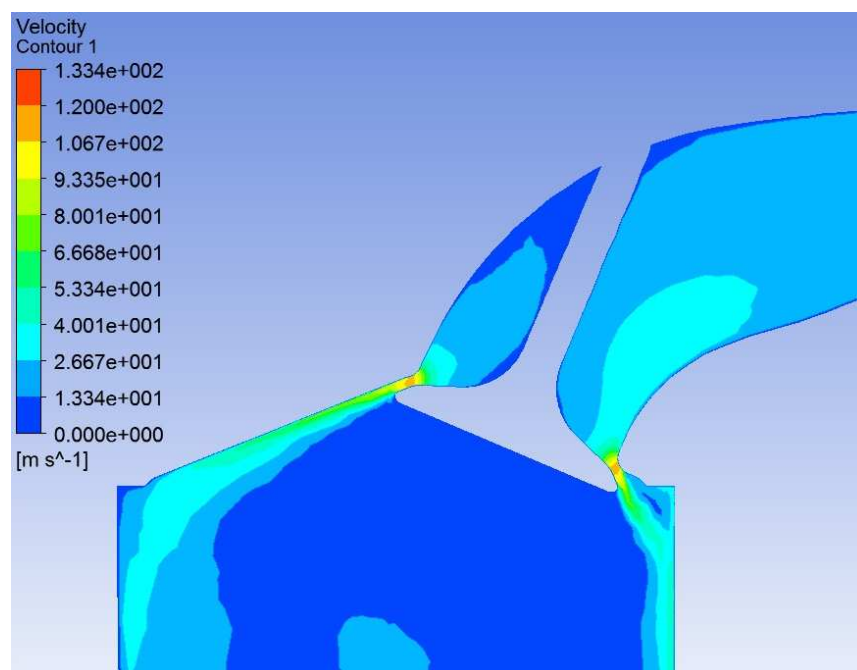
Při zdvihu 1,7 mm je zřetelné u původní varianty proudění na protější stěnu spalovacího prostoru, kde jsou výfukové ventily. To je způsobeno velmi malým úhlem talíře ventilu od dna ventilu β (Obr. 48), tento úhel je pouze 10° . Při optimalizovaném provedení je tento úhel již 20° . Jistý vliv má i menší radius R u původní varianty ten byl 2 mm, u optimalizované varianty je již 4 mm.



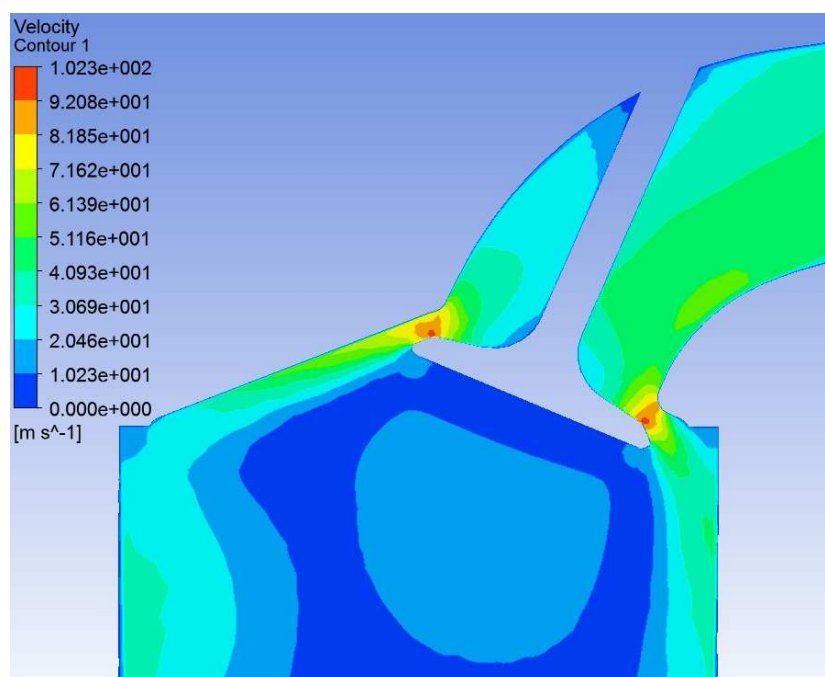
Obr. 48 Rozměry ventilu



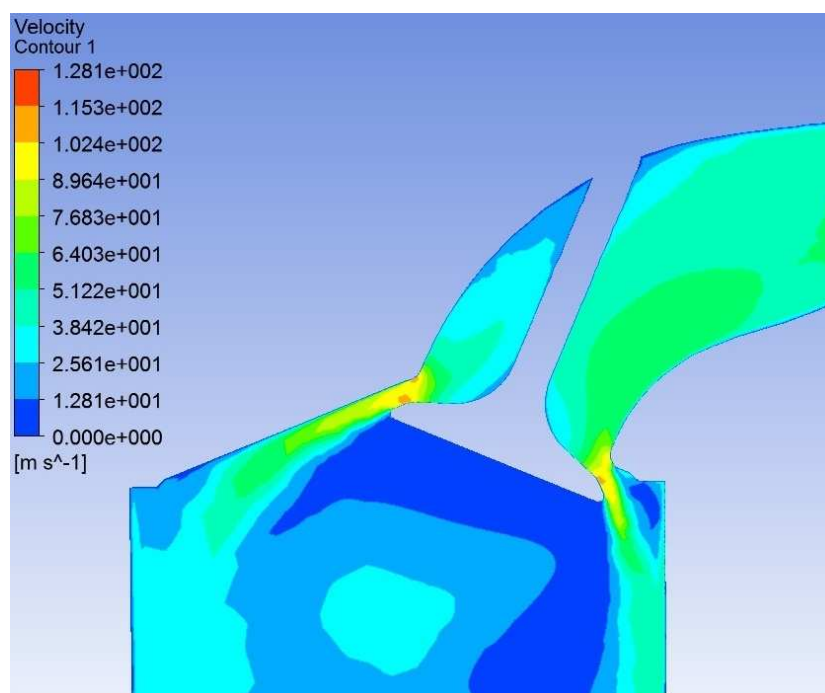
Obr. 49 Průběh rychlostí na sedle, původní varianta z = 1,7 mm



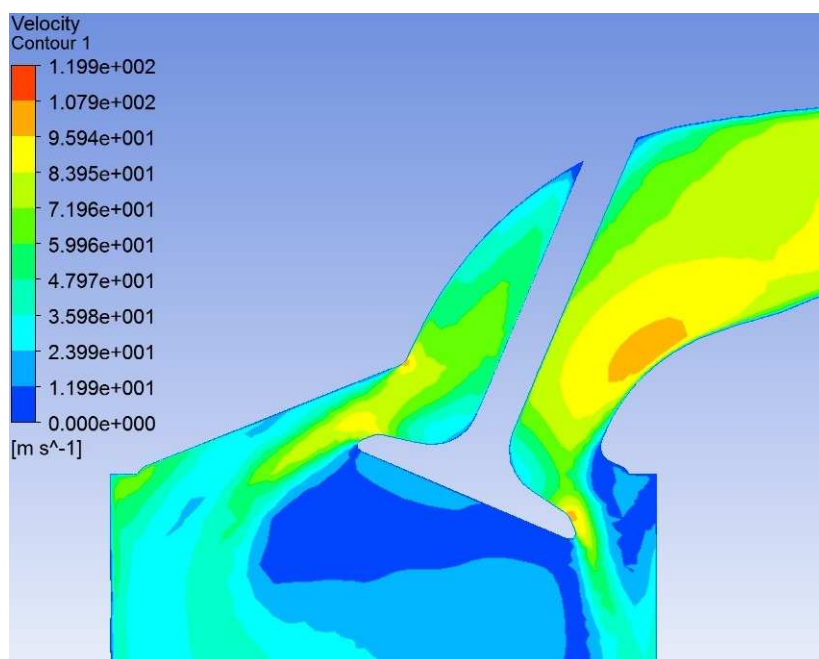
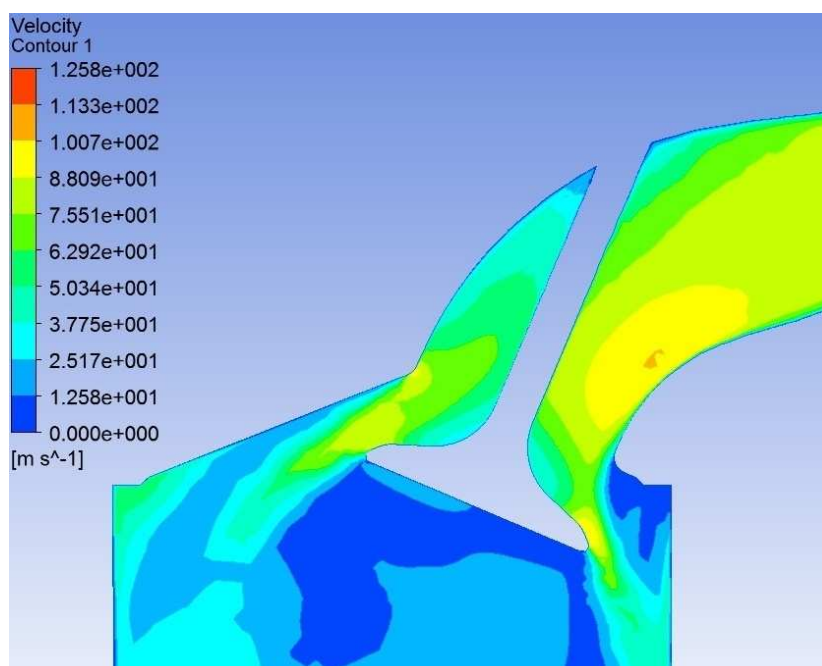
Obr. 50 Průběh rychlostí na sedle, optimalizovaná varianta z = 1,7 mm



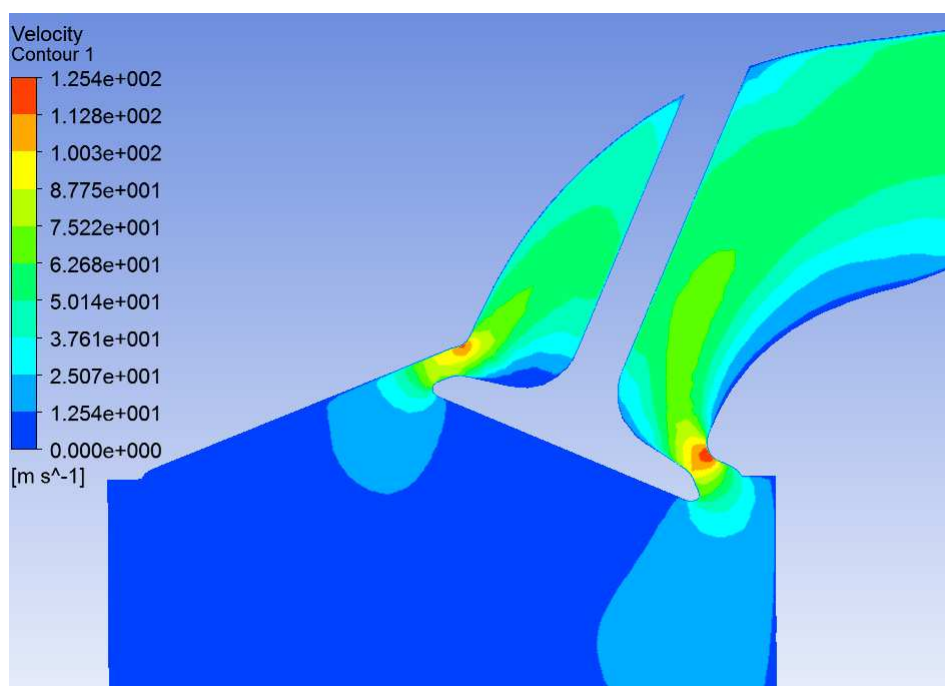
Obr. 51 Průběh rychlostí na sedle, původní varianta z = 3,7 mm



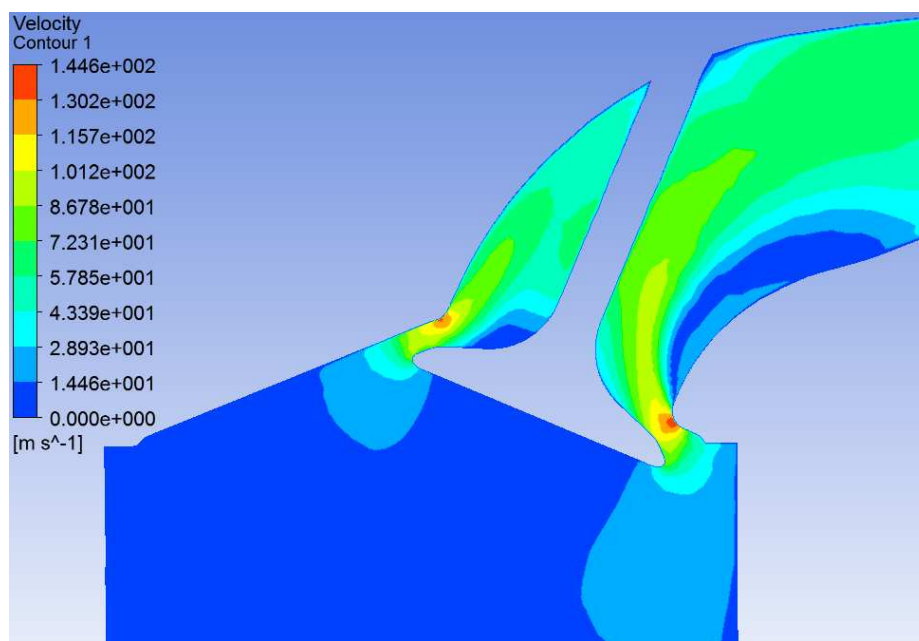
Obr. 52 Průběh rychlostí na sedle, optimalizovaná varianta z = 3,7 mm

Obr. 53 Průběh rychlostí na sedle, původní varianta $z = 9,7$ mmObr. 54 Průběh rychlostí na sedle, optimalizovaná varianta $z = 9,7$ mm

Při zdvihu 9,7 mm má největší vliv na proudění přechod mezi dosedací plochou sedla ventilu a talířem ventilu, který je tvořen poloměrem R . Zatímco u původní varianty dochází k vytvoření víru na tomto rádiusu a zpomalení proudu u optimalizované varianty není tento vliv tak zřetelný.



Obr. 55 Zpětné proudění, původní varianta z = 3,7 mm



Obr. 56 Zpětné proudění, optimalizovaná varianta z = 3,7 mm

14. Měření ztrátových koeficientů na aerodynamické trati

Měření kanálů na aerodynamické trati je jednou z nejdostupnějších a nejpoužívanějších metod měření parametrů kanálu. Podstatou měření je simulovat tlakový spád při sacím zdvihu pístu spalovacího motoru. Výhodou této trati je měřit jak kanál sací, tak kanál výfukový. Pro měření jsem požil prakticky stejně upravenou hlavu motoru, jako je upravená na stávajícím motoru. Ventily byly použity upravené dle původní varianty CFD simulace. Sedla ventilů byla podobně opracovaná jako na stávající hlavě motoru.



Obr. 57 Měřicí stanice s hlavou motoru

14.1. Příprava měření

Měření jsem prováděl na aerodynamické trati Super Flow SF-260 v laboratoři C03. Před vlastním měřením bylo nutno vytvořit zařízení, kterým by bylo možno měnit zdvih ventilu. Zdvih ventilu byl měněn pomocí šroubu, který přes opěrnou destičku tlačil na oba ventily. Ventilovou pružinu jsem před měřením nahradil pružinou o nižší tuhosti pro nižší ovládací sílu na šroub. Také jsem namontoval speciální sací potrubí, toto potrubí bylo použito i pro měření proudění vzduchu v motoru a je popsáno v kapitole 16.



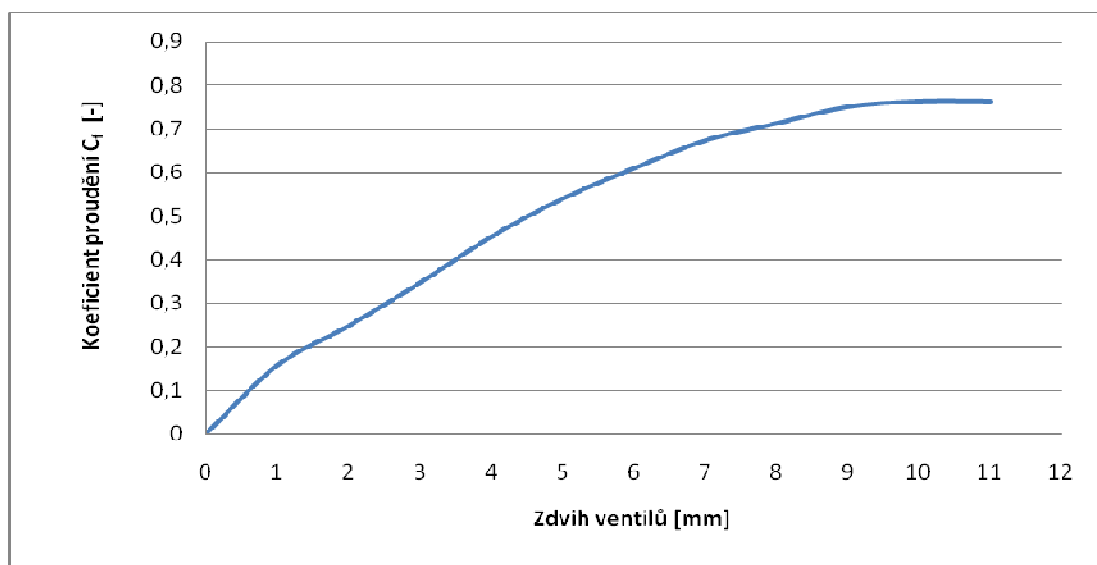
Obr. 58 Přípravek pro nastavení zdvihu ventilů

14.2. Výsledky měření

Veličinu, kterou přístroj měří, je objemový průtok v litrech za sekundu, já jsem si průtok převedl na metry krychlové za sekundu a zanesl do tabulky a grafu i s vypočteným ztrátovým součinitelem.

Zdvih [mm]	Hmotnostní tok skutečný [kg.s ⁻¹]	Objemový tok skutečný [m ³ .s ⁻¹]	Objemový tok teoretický [m ³ .s ⁻¹]	Tlakový spád [Pa]	C _f [-]
1	0,01973	0,0153	0,097119	5000	0,158
2	0,03109	0,0241	0,097119	5000	0,248
3	0,04347	0,0337	0,097119	5000	0,347
4	0,05676	0,0440	0,097119	5000	0,453
5	0,06773	0,0525	0,097119	5000	0,541
6	0,07645	0,0593	0,097119	5000	0,611
7	0,08449	0,0655	0,097119	5000	0,674
8	0,08939	0,0693	0,097119	5000	0,714
9	0,09417	0,0730	0,097119	5000	0,752
10	0,09572	0,0742	0,097119	5000	0,764
11	0,09572	0,0742	0,097119	5000	0,764

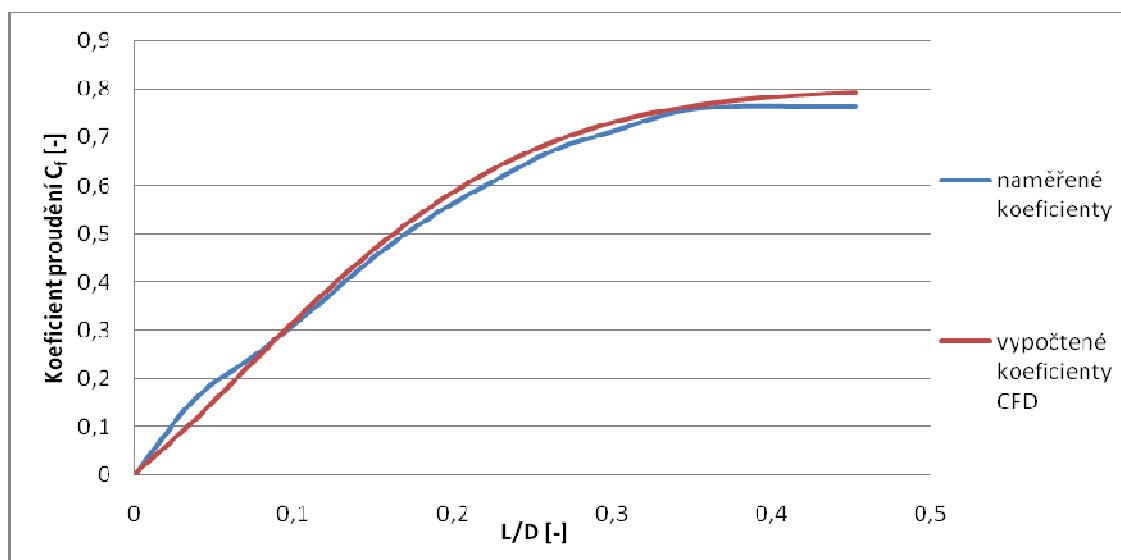
Tab. 22 Naměřené hodnoty objemového toku a spočítané ztrátové koeficienty



Graf 26 Závislost koeficientu proudění na zdvihu ventilu

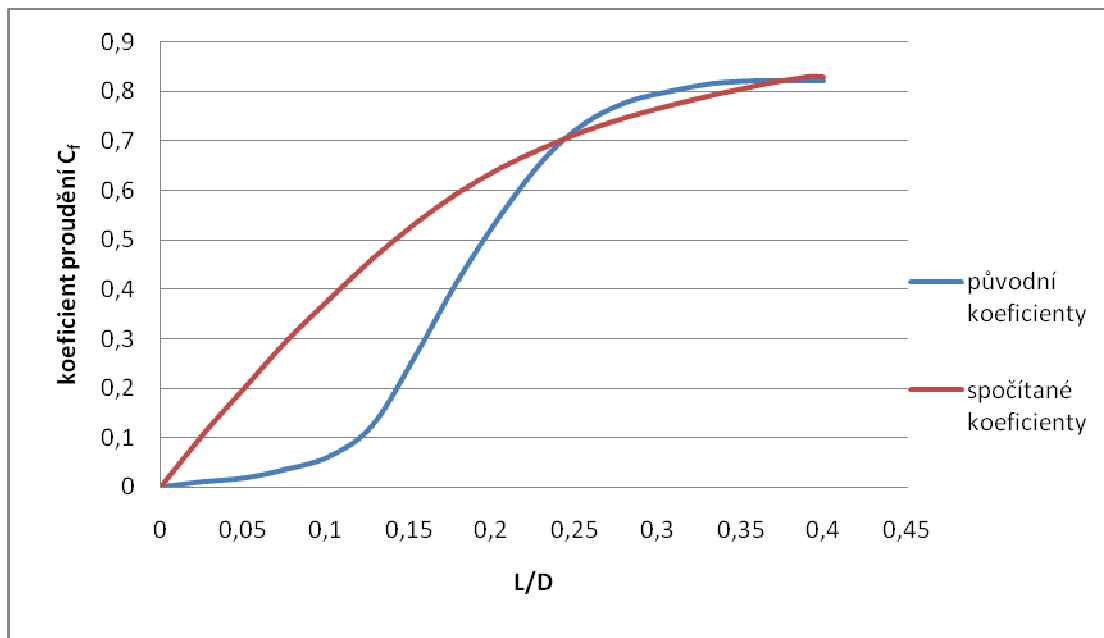
14.3. Zhodnocení výsledků

Z grafu a tabulky je patrné, že při velkém zdvihu (nad 9 mm) se již hmotnostní tok a i koeficient proudění nemění, to je způsobeno nejspíše tím, že proudění je omezeno průřezem sedla a nikoliv plochou pod zdviženým ventilem. Porovnání mezi vypočtenými koeficienty a naměřenými je v grafu níže. Hodnota pro jeden milimetr nebyla simulovaná v CFD, proto může být jiná naměřená.

Graf 27 Porovnání CFD simulace a měření (závislost L/D na C_f)

15. Konečná optimalizace rozměrů sacího traktu

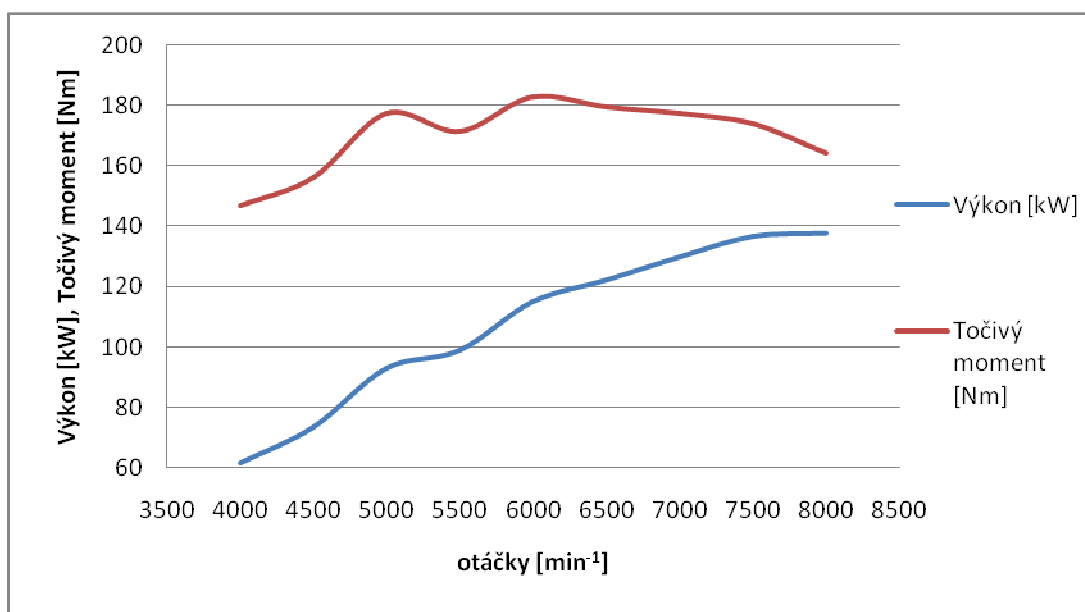
Při porovnání původních a vypočtených ztrátových koeficientů proudění (*Graf 28*) mi bylo jasné, že se model motoru bude chovat zcela odlišně, než původní model.



Graf 28 Porovnání původních a spočtených ztrátových koeficientů

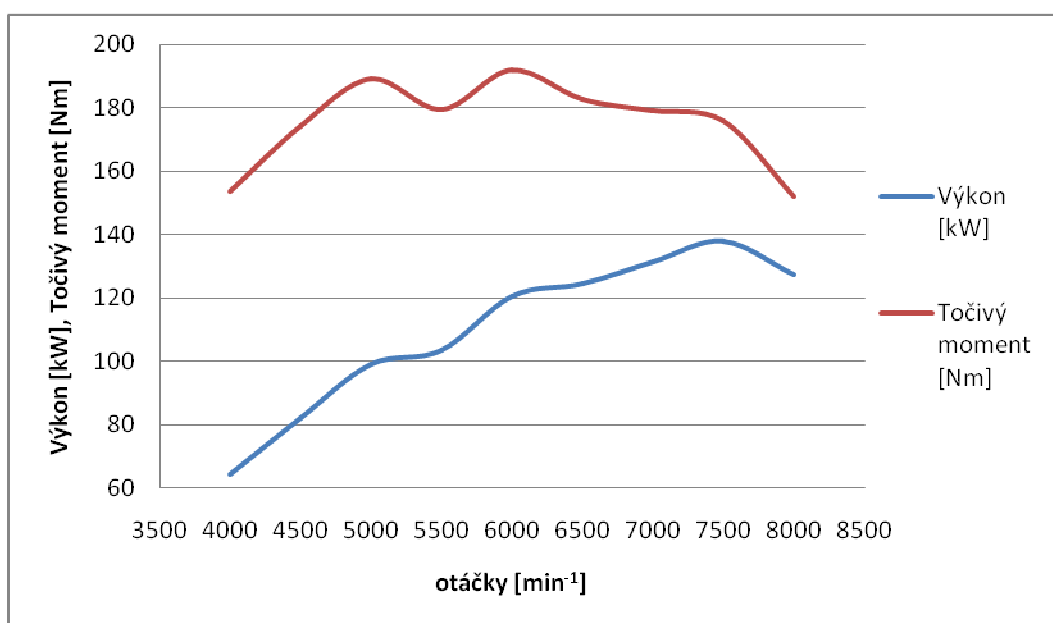
Pro optimalizaci upraveného modelu jsem již vycházel z modelu, kde byl změněný výfuk (délka výfukového svodu 800 mm) a změněny ztrátové součinitele, které původní byly stejné jako na sání. Dosadil jsem tedy ztrátové součinitele stejné, jako mi vyšly při zpětném proudění na sání, provedení ventilu a kanálu je u výfuku velmi podobné jako u sání. Výfuk optimalizoval kolega Bc. Martin Prášek.

Když jsem zadal původní optimalizovanou délku (236 mm) bylo pásmo použitelných otáček příliš úzké (*Graf 29*) a výkon stále rostl i nad 7500 min^{-1} a maximální točivý moment byl maximální až při 6000 min^{-1} . Toto bylo způsobeno větším zpětným prouděním mimo rezonanční otáčky. Při původních koeficientech byl zpětný proud velmi škrcen, jak je patrné z grafu (*Graf 28*). Rozhodl jsem se také posunout hodnotu maximálních otáček a to na hodnotu 8000 min^{-1} .



Graf 29 Výkonová křivka s původní optimalizovanou délkou a novým výfukem

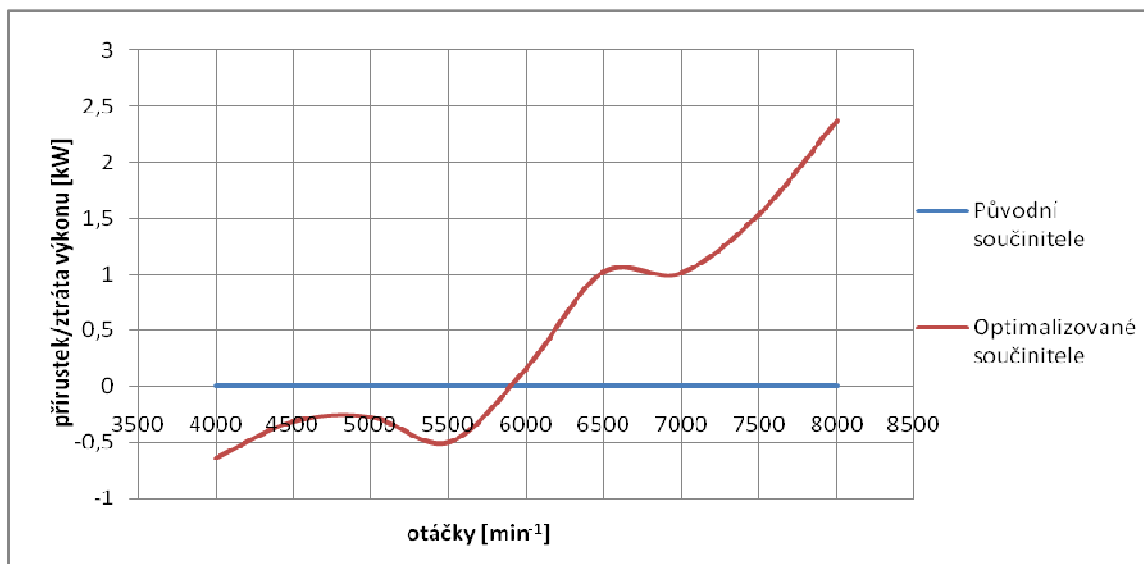
Proto bylo jasné, že je nutné délku potrubí prodloužit, aby se zlepšil krouticí moment při nižších otáčkách. Nejideálnější mi vyšla délka sacího potrubí 320 mm, výkonová křivka této délky je pak v grafu níže.

Graf 30 Výkonová křivka s novou optimalizovanou délkou ($l = 320$ mm)

Maximální výkon je pak při 7500 min^{-1} 138 kW a maximální točivý moment je 192 Nm při 6000 min^{-1} , při 5000 min^{-1} je však točivý moment již 189 Nm.

15.1. Porovnání původních ztrátových součinitelů a optimalizovaných

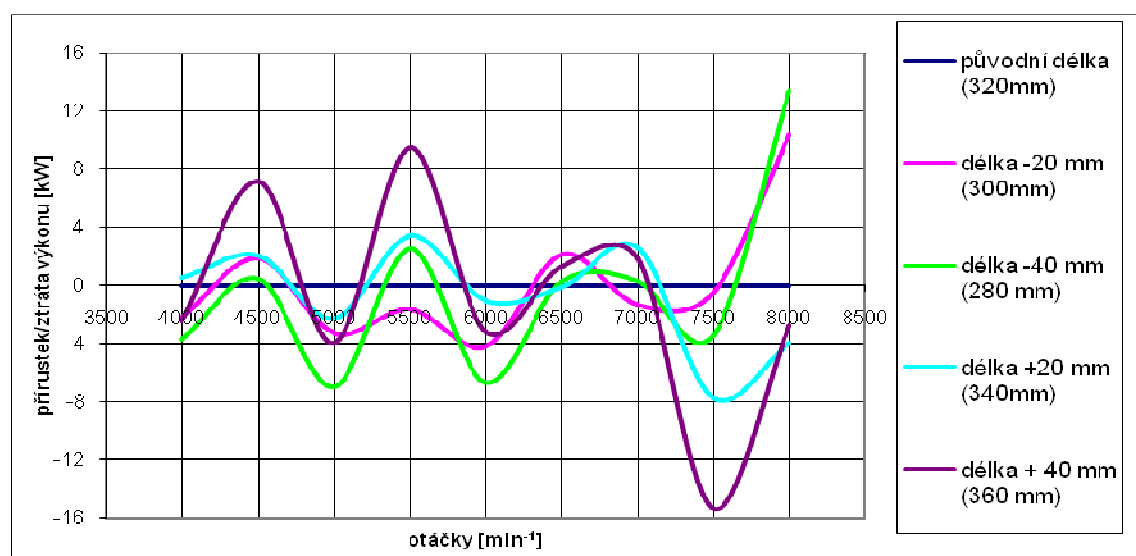
Při porovnání průtokových součinitelů a jejich vliv na výkon motoru, jsem se domníval, že vliv bude poměrně značný, protože se dosáhlo zlepšení hmotnostního toku při CFD simulaci až o 20% při zdvihu 1,7 mm. Zlepšení však nebylo až tak značné a pouze ve vysokých otáčkách, viz graf níže.



Graf 31 Porovnání vlivu na výkon motoru původních a optimalizovaných koeficientů proudění

15.2. Porovnání různých délek potrubí

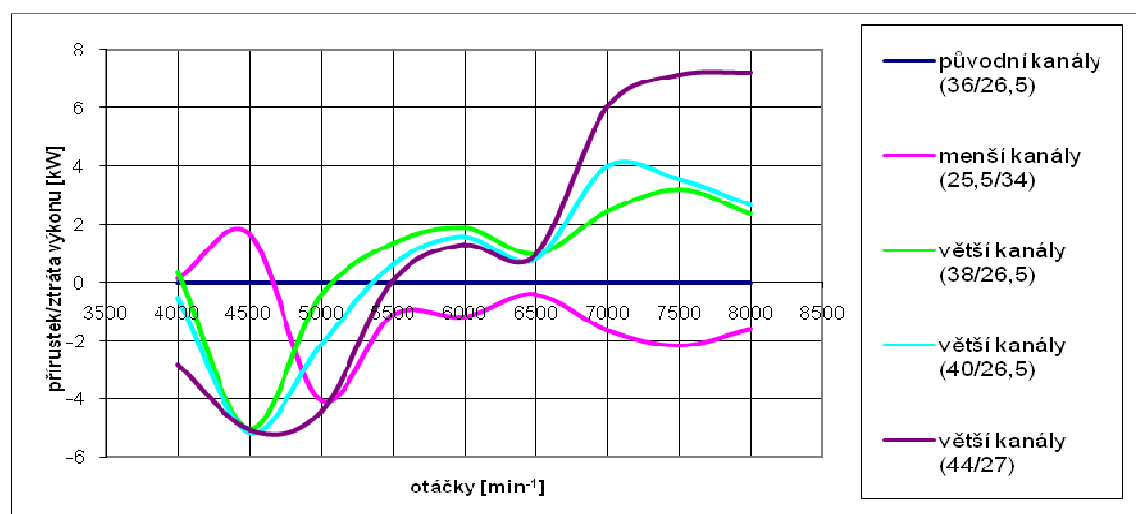
Na grafu (Graf 32) je opět porovnání různých délek potrubí oproti původní délce a její vliv na výkon při různých otáčkách. Opět zde platí obecně pravidlo, že čím kratší potrubí, tím větší výkon při vyšších otáčkách. To však neplatí vždy a opět je zde vidět vliv pulsací v sacím potrubí na výkon motoru. Naladění celkové délky je pak určitým kompromisem mezi maximálním výkonem a příznivým průběhem točivého momentu.



Graf 32 Závislost výkonu při různých rezonančních délkách

15.3. Porovnání různých průměrů kanálů

Stejně jako v kapitole 9.2 jsem zkoušel různé varianty průměrů kanálů. Porovnání je pak v grafu níže.

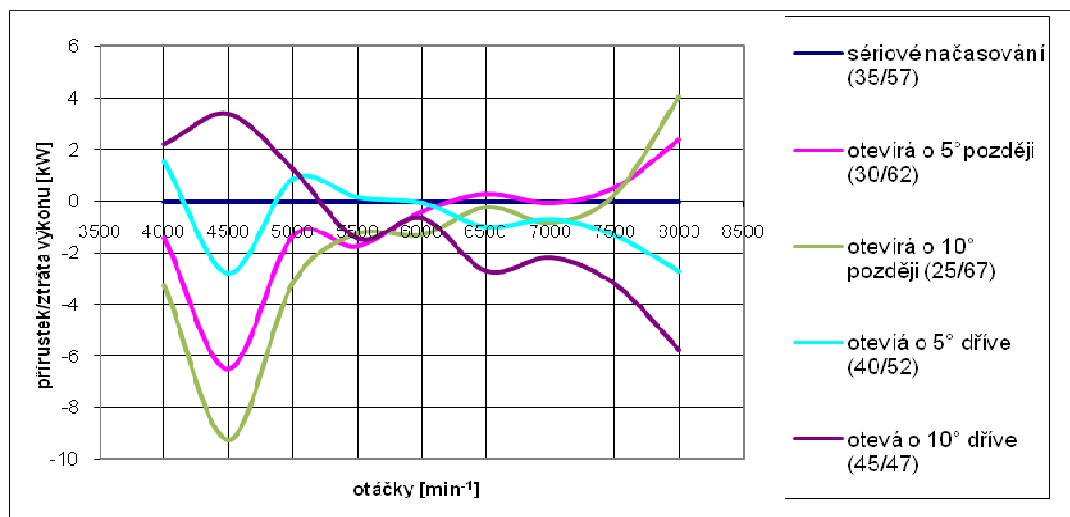


Graf 33 Závislost výkonu při různých průměrech kanálů

Opět je zde vidět, že pro vyšší výkon při vyšších otáčkách je vhodné zvětšit průměr kanálů, je však otázka, jestli to neovlivní koeficienty proudění, protože by muselo dojít i ke změně tvaru.

15.4. Porovnání různého časování sacích ventilů

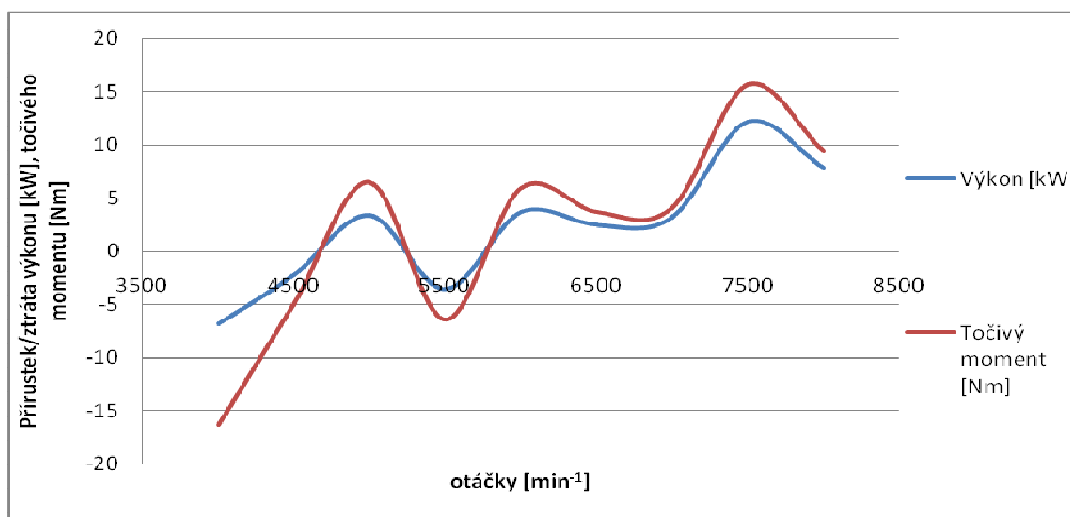
Opět stejně jako v kapitole 9.3 jsem udělal závislost výkonu na různém načasování sání. Platí ta samá pravidla.



Graf 34 Vliv časování sacích ventilů na výkon motoru

15.5. Konečné zhodnocení optimalizace

V následujícím grafu je porovnání původního modelu (se spočítanými novými koeficienty) a optimalizovaného modelu.



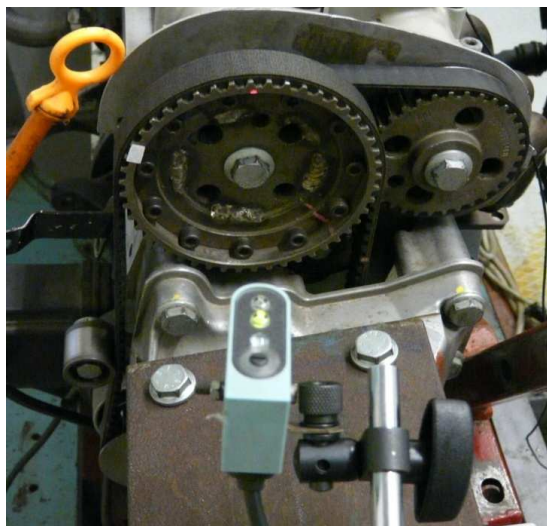
Graf 35 Rozdíl výkonu a točivého momentu oproti původnímu modelu

16. Měření proudění vzduchu v motoru

Zkoušení bude prováděno na upraveném motoru 1,6 16V. Nejdříve bude namontován původní sací trakt a poté bude na motor připevněno speciální sací potrubí, jehož některé části byly vytvořeny metodou Rapid prototyping. Mezi vstupem a přechodovou částí je umístěna novodurová trubka o vnitřním průměru $d = 36$ mm. Tato trubka se bude postupně zkracovat a tím se bude měnit celková délka potrubí. Jednotlivé varianty budou porovnávány pomocí maximálního kompresního tlaku ve válci. Snímač tlaku se zamontuje přímo do spalovacího prostoru místo zapalovací svíčky. Spalovací motor bude roztáčen elektrickou brzdou, která bude pracovat v režimu motoru, bude se také zapisovat potřebný točivý moment, kterým je motor roztáčen. Otáčky se budou nastavovat v rozsahu provozních otáček motoru a jejich maximální hodnota bude omezena konstrukcí brzdy (6000 min^{-1}). Výsledky se pak budou srovnávat s výsledky z programu Lotus Engine Simulation tak, že zadáme do programu nulový směšovací poměr.

16.1. Příprava motoru na zkoušku

Motor připevníme na motorovou brzdou. Tlakový senzor umístíme přímo do spalovacího prostoru, pomocí speciálně vyrobeného přípravku, který se našroubuje místo zapalovací svíčky. Dále se pak nastaví horní úvrať prvního válce a nalepí se reflexní značka na vačkový hřídel, proti značce se nastaví laserový snímač otáček (*Obr. 6159*). Po odměření původního potrubí (*Obr. 60*) se potrubí odmontuje a namontuje se speciální přechodové potrubí, tak aby co nejlépe lícovalo s kanálem v hlavě válce (*Obr. 61*). Na přechodové potrubí se, co nejlépe motoru umístí tlakový senzor, jenž bude snímat průběh tlakových pulsací v sacím potrubí.



Obr. 59 Snímač otáček vačkového hřídele



Obr. 60 Motor se sériovým sacím potrubím

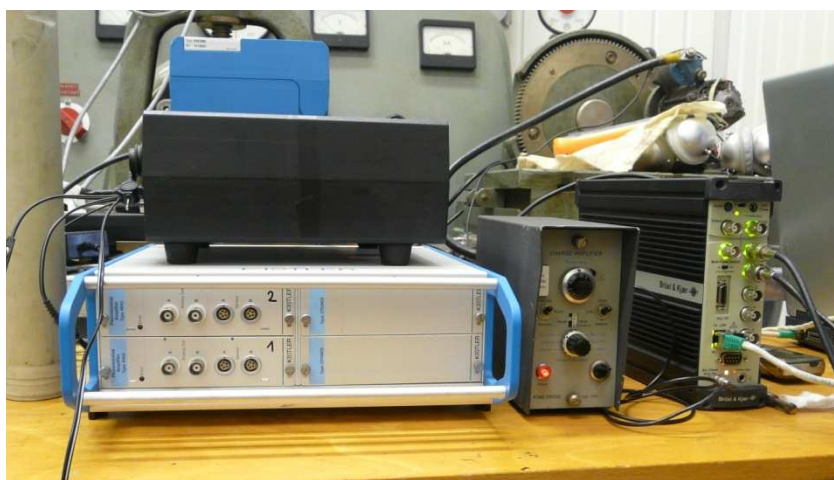


Obr. 61 Motor se speciálním sacím potrubím

15.6. Použitá měřící technika

Pro snímání tlakových vln v sacím potrubí motoru je použit piezorezistivní snímač s maximální hodnotou snímaného tlaku 0,5 MPa. Pro indikaci tlaku ve válci je použit piezoelektrický tlakový senzor s měřícím rozsahem do 10 MPa. Naměřená data z tohoto snímače se budou muset upravit, protože tento snímač snímá pouze změnu tlaku a musí se připočíst atmosférický tlak. Pomocí snímače na vačkovém hřídeli, je pak možno vyčlenit jednotlivý cyklus a daný $p-\alpha$ diagram. Pro digitalizaci naměřených analogových dat je

použito zařízení od firmy Kistler (Obr. 62). Zpracovaná data se ukládají a vizualizují do připojeného počítače.



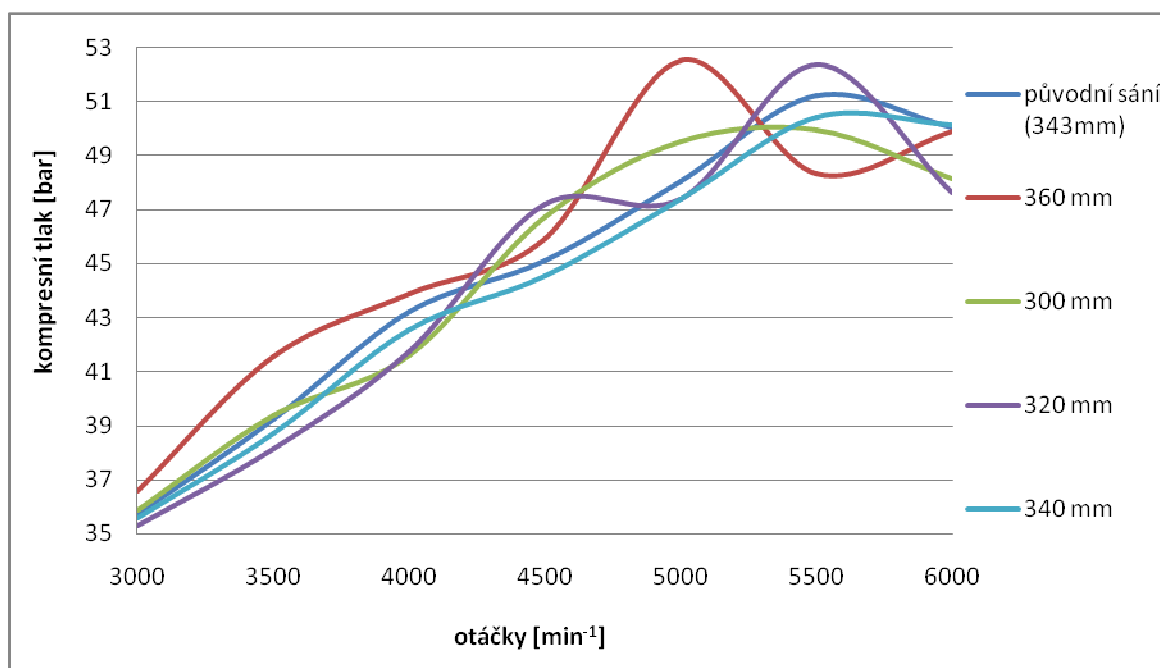
Obr. 62 Digitalizace analogových dat ze snímačů

Požítá měřicí technika

- Piezorezistivní tlakový senzor
- Piezoelektrický tlakový senzor
- Snímač otáček vačkového hřídele
- Zesilovač signálu
- Zařízení pro digitalizaci analogových dat
- PC pro ukládání a vizualizaci dat

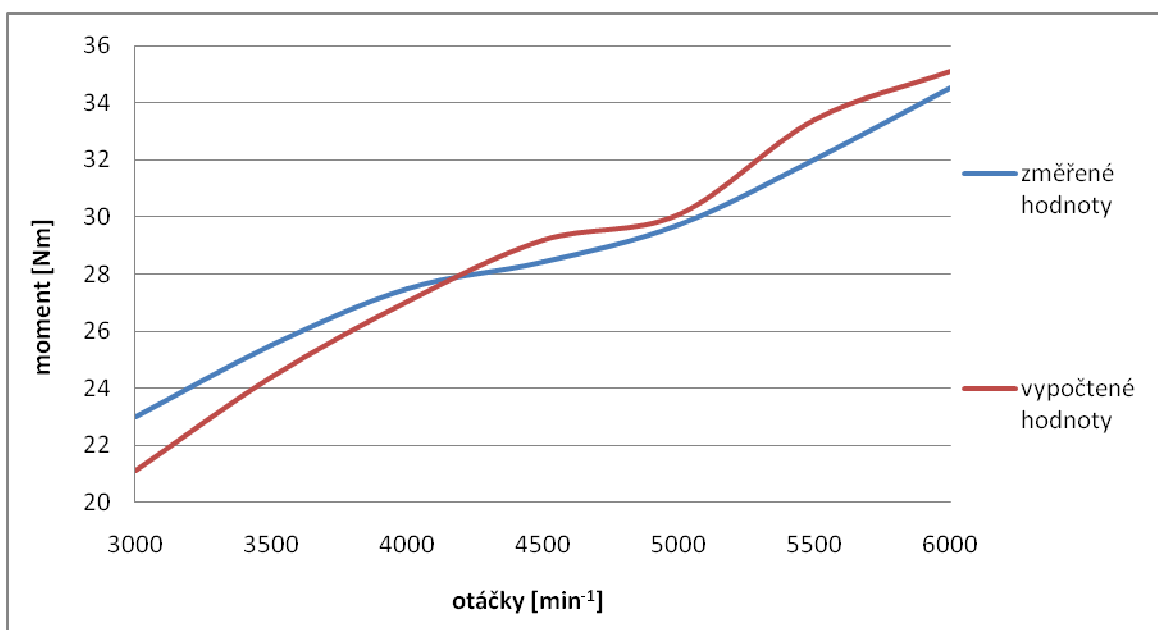
16.3. Zpracování a zhodnocení výsledků

Naměřené hodnoty jsem upravil v programu Microsoft Excel a zanesl do tabulek a do grafů. Podle parametru válcové jednotky se upraví hodnoty indikovaného tlaku z piezoelektrického snímače a hodnoty naměřené v čase se převedou na úhel natočení klikového hřídele, maximální tlak nám pak dává polohu horní úvratě.



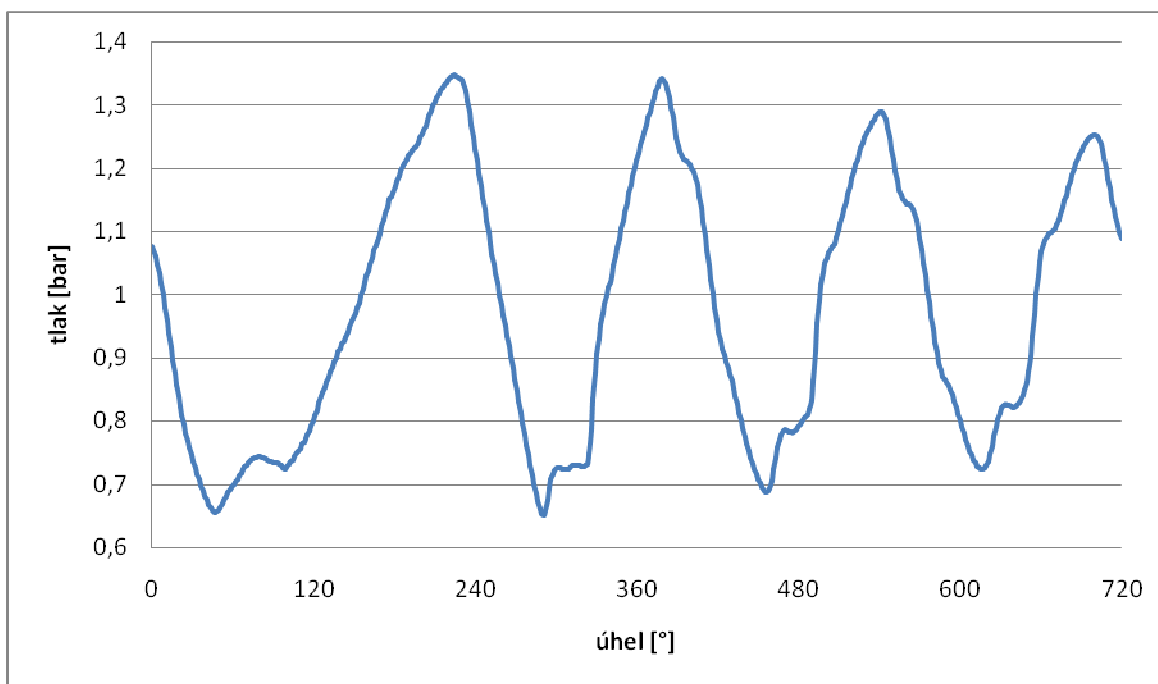
Graf 36 Závislost otáček na kompresním tlaku při různých délkách sacího traktu

Z grafu (Graf 36) je jasná tendence, že čím delší je délka potrubí, tím větší je kompresní tlak a tedy i plnicí účinnost při nižších otáčkách. Opět je z grafu zřejmé, že toto neplatí obecně a při některých nižších otáčkách je i s kratším potrubím vyšší kompresní tlak (4500 min^{-1}). Při téměř stejné délce potrubí původního a zkušebního (343 a 340 mm) vychází průběh maximálních tlaků téměř totožný, ovšem o něco většího tlaku je dosaženo s původním potrubím. Toto je podle mě způsobeno tím, že na původním sacím potrubí je větší vstupní průřez a pozvolněji se přechází na průměr v hlavě válců.



Graf 37 Srovnání naměřených a vypočtených hodnot točivého momentu

Z tohoto grafu vyplývá, že nutný moment pro roztočení motoru naměřený a vypočtený jsou zhruba stejné, z tohoto vyplývá, že i zvolený model mechanických ztrát je správný.

Graf 38 Průběh tlaku v sacím potrubí při rezonančních otáčkách ($l=360\text{mm}$, 5000 min^{-1})

17. Závěr

Cílem této práce bylo vytvořit konstrukční návrh sacího traktu a navrhnout optimalizaci sacího potrubí zážehového atmosférického motoru VW 1,6 16V AJV pro divizi 1A. Pro návrh hlavních parametrů potrubí jsem použil program Lotus Engine Simulation, kde jsem zkoumal vliv hlavních rozměrů sacího traktu na výkon motoru. Pro vytvoření modelu, který jsem se snažil co nejlépe přiblížit realitě, jsem musel mimo jiné i vymontovat vačkové hřídele a změřit jejich zdvihovou charakteristiku. Původní model jsem se snažil přizpůsobit, tak, aby seděla výkonová křivka změřená na motorové brzdě (Graf 11).

Při optimalizaci hlavních rozměrů jsem se snažil přizpůsobit průběh točivého momentu závodním podmínkám, ve kterých motor pracuje. Tj. tedy dosáhnout co možná nejvyššího výkonu motoru s ohledem na přijatelný průběh točivého momentu.

Po optimalizaci hlavních rozměrů jsem vytvořil 3D model celého sacího traktu, kde jsem se zejména v hlavě snažil co nejvěrněji vymodelovat. Tvar ventilu a tvar kanálu před sedlem ventilu mají totiž zásadní vliv na proudění celým sacím traktem. Při tvorbě a úpravě modelů jsem pracoval v systému Autodesk INVENTOR.

Před simulací různých variant sacích kanálů jsem provedl porovnání CFD simulace s analytickým výpočtem na jednoduchém modelu trubky. Simulaci proudění sacím kanálem jsem provedl pro 6 zdvihů v přímém směru a 3 zdvihy při zpětném proudění. Správné výsledky CFD simulace byly ověřeny na zkušební aerodynamické trati (Obr. 57), tato aerodynamická trať byla k dispozici až téměř před odevzdáním. Pro optimalizaci tvaru jsem zkusil pouze změnit tvar ventilu (Obr. 47). Zajímavé bylo to, že i touto malou změnou se dosáhlo vcelku výrazného zlepšení hmotnostního toku, přičemž při zpětném proudění se také zvýšil hmotnostní tok, ale ne o tolik jako při přímém proudění. Všechny CFD simulace jsem prováděl v programu Fluent, síť jsem vytvořil v programu Icem CFD.

Bohužel při zpětném zadání ztrátových součinitelů proudění do původního modelu celého motoru bylo zjištěno, že původní součinitele, s nimiž jsem počítal původně, jsou zcela odlišné od vypočtených. Proto jsem musel provést znova celou optimalizaci hlavních rozměrů sacího traktu, zejména délky, která má zásadní vliv na výkon a průběh točivého momentu motoru. Tato délka mi vyšla nejlépe 320 mm (zkrácení o 23 mm oproti původní). Pro maximální výkon by bylo také vhodné zvětšit průřez společného kanálu v hlavě motoru (Graf 33). Nejlépe na průměr d 40 mm (maximální možné zvětšení kanálu), dojde tím ovšem opět ke ztrátě výkonu při nižších otáčkách.

V průběhu optimalizace bylo dosaženo zlepšení zejména v oblasti vysokých otáček (Graf 35). Při nižších otáčkách došlo bohužel k jisté ztrátě výkonu a točivého momentu. Pro

zvýšení točivého momentu při nižších otáčkách by bylo nutno prodloužit sací potrubí, toto však pravidla nedovolují.

Pro ověření správné délky sacího traktu jsem provedl zkoušky na elektrické brzdě s reálným motorem. Ovšem otáčky elektrické brzdy byly omezeny na 6000 min^{-1} , nebylo tedy možno plně simulovat celý průběh motoru. Za porovnávací veličinu jsme si zvolili kompresní tlak, jenž nám dává porovnávací hodnotu celkové plnicí účinnosti (*Graf 366*). Tyto hodnoty je třeba brát s rezervou, protože při měření není zahrnut vliv výfukového potrubí, jenž svou podtlakovou vlnou (při odražení přetlakové vlny) vytvoří podtlak ve válci a tím i dobré podmínky pro vznik podtlakové vlny v sacím traktu.

Vizí budoucnosti je skutečně vyrobit sací a výfukové potrubí podle návrhu s optimalizovanými rozměry a ověřit nasimulované hodnoty na motorové brzdě, zda dojde k očekávanému zlepšení.

Svým následovníkům bych doporučil nejdříve získat ztrátové součinitele proudění. Tedy provést CFD simulaci nebo změřit tyto součinitele na aerodynamické trati. Změřit nebo získat zdvihovou křivku vačky a zadat do modelu, než nejdříve vytvářet model s defaultními hodnotami a pak jej zpětně měnit.

Během vypracování této práce byly postupně splněny všechny body zadání.

Seznam použitých značek a symbolů

κ	Poissonova konstanta	[-]
P	výkon motoru	[kW]
M_t	točivý moment motoru	[Nm]
r	plynová konstanta vzduchu	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
T_S	střední teplota vzduchu	[K]
a_s	rychlost zvuku	[m.s ⁻¹]
l_{rez}	rezonanční délka potrubí	[m]
n	jmenovité otáčky motoru	[min ⁻¹]
Q_B	teplo uvolněné z paliva	[J]
H_U	výhřevnost paliva	[J.kg ⁻¹]
m_B	množství paliva	[kg]
p	tlak; relativní tlak	[Pa]
Q_m	Hmotnostní průtok	[kg.s ⁻¹]
Q_T	Teoreticky objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
Q_S	Skutečný objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S	Průtočná plocha	[m ²]
S_v	Průtočná plocha mezi ventilem a sedlem ventilu	[m ²]
v	rychlost proudu	[m.s ⁻¹]
v_S	střední rychlost proudu	[m.s ⁻¹]
v_T	teoretická výtoková rychlost	[m.s ⁻¹]
C_f	ztrátový koeficient proudění	[-]

Seznam citací a literatury

- [1] MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů*. Praha : SNTL, 1980. 118 s
- [2] Lotus Engineering Software, Group Lotus Plc, Norfolk, United Kingdom. Dostupné z: < <http://www.lesoft.co.uk>>
- [3] Release 10.0 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., USA, 2005
- [4] BAUMRUK, Pavel. *Problematika náplně válce spalovacích motorů*. Vydavatelství ČVUT, 1996. 62 s
- [5] VIZARD, David. *The Theory and Practice of Cylinder Head Modification*. London : Interauto Book Company Ltd., 1973. 148 s.
- [6] MOLNAR, Vojtěch. *Počítačova dynamika tekutin* [online]. 2009 , 14. septembra 2009 [cit. 2010-02-03]. Dostupný z: <<http://www.cfd.sk/cfd-book/>>.
- [7] Autosport.com, *The Technical Forum - Tumble & dump Vs swirl ports* [online]. 2009. Dostupný z: <<http://forums.autosport.com/index.php?showtopic=113276>>
- [8] AUTO.CZ, *Technika* [online]. 1997-2010. Dostupný z: <<http://news.auto.cz/technika/>>
- [9] MOTO-STATION.COM [online]. 1995-2010. Dostupný z: <<http://www.moto-station.com/>>
- [10] eWRC.CZ [online]. 1999-2010. Dostupný z: <<http://www.ewrc.cz/ewrc/index.php>>
- [11] KLEMATEKRALLYE.CZ [online]. 2008-2010. Dostupný z: <<http://www.klematekrallye.cz/fotogalerie.php>>